

# 现代住宅暖通空调设计

李向东 编著  
牟灵泉 审校

中国建筑工业出版社

# 现代住宅 暖通空调设计

---

季向东 编著

牟灵泉 审校



11100193

中国建筑工业出版社

## 图书在版编目 (CIP) 数据

现代住宅暖通空调设计 / 李向东编著. —北京: 中国建筑工业出版社, 2003

ISBN 7-112-05968-2

I. 现... II. 李... III. ①住宅—采暖—建筑设计  
②住宅—通风系统—建筑设计③住宅—空气调节系统—  
建筑设计 IV. TU83

中国版本图书馆 CIP 数据核字 (2003) 第 071214 号

本书根据工程实践经验和对住宅暖通空调技术的研究, 针对住宅建筑的特点, 全面论述了现代住宅暖通空调专业所涉及的各种问题。内容包括住宅节能设计、空调采暖冷热负荷计算、住宅分户热计量采暖系统、低温热水地板辐射供暖、风机盘管空调系统、水环热泵空调系统、VRV 空调系统、户式中央空调系统、住宅中的各种通风方式等。

本书可供暖通空调设计人员作为工程设计参考, 也可为施工人员、高等院校师生、房地产开发管理人员等参考。

\* \* \*

责任编辑: 姚荣华 齐从梅

责任设计: 彭路路

责任校对: 张虹

## 现代住宅暖通空调设计

李向东 编著

牟灵泉 审校

\*

中国建筑工业出版社出版、发行 (北京西郊百万庄)

新华书店经销

北京市彩桥印刷厂印刷

\*

开本: 787×1092 毫米 1/16 印张: 13 $\frac{1}{2}$  字数: 324 千字

2003 年 10 月第一版 2003 年 10 月第一次印刷

印数: 1—4,500 册 定价: 18.00 元

ISBN 7-112-05968-2

TU·5245 (11607)

版权所有 翻印必究

如有印装质量问题, 可寄本社退换

(邮政编码 100037)

本社网址: <http://www.china-abp.com.cn>

网上书店: <http://www.china-building.com.cn>

# 前 言

随着我国国民经济的发展,人民生活水平不断提高,对住宅室内热舒适环境提出了更高的要求。社会上已建和待建的一些住宅,在利用新技术、新材料、采用新的供暖、空调形式等方面进行了许多尝试。笔者在从事住宅设计的过程中,深感只有不断地研究新技术、采用新方法、提高设计水平,才能适应现代住宅设计的需要。笔者根据设计实践和对住宅暖通技术的研究,编撰此书,以求对从事住宅暖通空调设计、施工、运行管理以及房地产开发的人员有所帮助和参考。

本书共包括概论、热工设计与冷热负荷计算、现代住宅采暖、现代住宅空调、现代住宅通风等五章。其中第2章重点介绍了住宅节能设计,对其他资料均有涉及的冷热负荷计算,仅简要介绍了在住宅建筑上应注意的一些问题;第3章重点对分户热计量系统、低温热水地板辐射供暖进行了详细论述,对家用采暖炉、电热供暖、采暖计量与温控设备等方面作了一般介绍;第4章对风机盘管系统、水环热泵系统、VRV系统、户式中央空调系统等均进行了详细论述;第5章系统介绍了住宅中各种通风方式及住宅防、排烟。

本书力求做到原理正确、论述清晰、实用性强。书中有理论阐述,也有设计图表、工程做法等,可满足不同人员的需要。

王慧同志参与了该书的编写及部分图表的整理绘制工作。

该书的编写得到了牟灵泉研究员亲自指导,并进行了全书的审阅。

该书的出版凝结了中国建筑工业出版社同志们的心血,在此谨表谢意。

作者在编写过程中,得到了许多同行专家的支持与帮助,参阅了许多国内外公开发表的有关专业书籍、文献和资料,引用了部分工程实例,一并表示感谢。

虽然作者已竭尽全力,但水平所限,书中缺点错误在所难免,恳请专家及读者批评指正。

# 目 录

<b>第 1 章 概 论</b> .....	1
1.1 我国住宅建筑的发展及对暖通空调的要求 .....	1
1.2 现代住宅的类型 .....	2
1.3 现代住宅暖通空调设计概述 .....	3
<b>第 2 章 建筑热工及负荷计算</b> .....	5
2.1 住宅建筑热工设计 .....	5
2.2 住宅室内热舒适度指标 .....	12
2.3 住宅采暖热负荷计算 .....	14
2.4 住宅空调负荷计算 .....	20
<b>第 3 章 现代住宅采暖</b> .....	25
3.1 既有住宅常规采暖系统分户热计量改造 .....	25
3.2 集中采暖住宅分户热计量采暖系统 .....	29
3.3 单户独立式采暖系统 .....	39
3.4 采暖设备 .....	43
3.5 低温热水地板辐射采暖系统 .....	53
<b>第 4 章 现代住宅空调</b> .....	66
4.1 住宅空调的特点及选用原则 .....	66
4.2 风机盘管系统 .....	67
4.3 水环热泵空调系统 .....	86
4.4 VRV 系统 .....	118
4.5 户式中央空调系统 .....	153
<b>第 5 章 现代住宅通风</b> .....	178
5.1 住宅室内空气品质 .....	178
5.2 住宅通风 .....	182
5.3 住宅防火及防排烟 .....	193
5.4 家用中央吸尘系统 .....	197
<b>附录一 节能住宅热工计算表格式样</b> .....	200
<b>附录二 地板采暖地板向房间的有效散热量表</b> .....	201
<b>附录三 地板采暖散热量线算图</b> .....	205
<b>附录四 塑料管水力计算表</b> .....	206
<b>附录五 空调水系统水力计算表</b> .....	207
<b>参考文献</b> .....	209

# 第 1 章 概 论

## 1.1 我国住宅建筑的发展及对暖通空调的要求

住宅是供人们居住和生活的建筑，和人民生活息息相关，集中体现了一个国家的经济发展水平，历来是各国政府十分重视并着重解决的问题。

我国住宅建筑的发展，可以概括为两个阶段：

第一阶段，20世纪70年代以前，我国的国民经济处于比较低的发展阶段，人们的温饱问题尚未完全解决，很长时间，城市人均居住面积维持在 $3.6\text{m}^2$ 的状态下。设计户型面积分为35、38、42( $\text{m}^2$ )几个等级，以简易房、筒子楼为主，其后才出现了小居室、小厨房、小卫生间的“三小”户型，户均面积不超过 $50\text{m}^2$ 。住宅采暖限制在三北严寒地区，以分散锅炉房供热为主，集中供热发展缓慢。截止到1980年，“三北”地区只有10个城市有集中供热设施，绝大多数的寒冷地区、采暖边沿地区冬季以煤炉取暖，夏季的空调降温设施几乎没有。

第二阶段，改革开放以来，随着国民经济的发展，住宅建筑得到了迅速发展，据有关部门统计，从1979到1995年底，我国城乡共建住宅建筑129亿 $\text{m}^2$ ，其中城镇25.5亿 $\text{m}^2$ 。近几年来，城镇平均每年新建住宅建筑5亿 $\text{m}^2$ ，人们的居住水平有了很大提高。城镇人均居住面积已从改革开放前的 $3.6\text{m}^2$ 提高到1995年的 $8\text{m}^2$ ，预计到2010年，将达到15~18 $\text{m}^2$ 。人们对住宅的要求已经不仅是住得下的基本要求，而是逐步转向对居住质量的要求。这期间，也是我国暖通空调行业飞速发展的阶段。国务院国发[1986]22号文件《关于加强城市集中供热管理工作的报告》，对我国的城市集中供热事业的发展起到了极大的推动作用。到1996年底，我国已有286个城市建设了城市集中供热设施，供热面积达73.4亿 $\text{m}^2$ ，“三北”地区集中供热率达到26%。近几年，又出现采暖区域南扩及采暖时间延长的趋势，甚至南方一些地区也在采取各种采暖方式改善冬季居住条件。城市集中采暖的运行天数，过去多按室外日平均温度 $5\text{℃}$ 开始采暖，现在多按 $8\text{℃}$ 。夏季空调及降温设施得到前所未有的重视。“八五”期间家用空调器的需求已达到750万台。到1994年，每百户居民的空调拥有率，广东省已达30.1%，上海市已达19.6%。新建住宅及部分改造住宅加设空调增多，不少地区的小康住宅标准中已把空调列为必装或预留条件待装的范围。现在，住宅用空调设备又有新的发展，变频空调、家用中央空调以及中央空调系统等都得到了大量应用。随着住宅建设的发展，以及人们对居住质量要求的提高，结合国家能源政策，笔者认为暖通空调专业应满足以下几个方面的要求：

### 1. 住宅暖通空调设计的前提是满足人们的舒适性要求

住宅的特点是供人们居住使用，而且是昼夜连续使用，因此，住宅设计应以人为本，将满足人的舒适性要求放在首位。对于室内热湿环境、噪声控制、空气质量等方面要有比

公共建筑更高的要求。

## 2. 住宅暖通空调的重要任务是节能

住宅建筑量大面广，占国土面积 70% 的严寒和寒冷地区需要采暖，其余大部分又是夏季炎热地区，需设夏季降温设施。据统计，1995 年全国建筑能耗总计 1.443 亿 t 标煤，约占全国商品能源总消费量的 11.7%，到 2000 年，我国建筑能耗增至 1.79 亿 t 标煤，约占全国商品能源总消费量的 13.1%。而与此高能耗相比较，我国的能源浪费更惊人，由于我国采暖地区居住建筑存在着围护结构保温水平低、门窗气密性差、设备热效率低的状况，导致平均每年每平方米采暖能耗高达 30.5kg 标煤，是发达国家的 3~4 倍。造成的能源浪费以及空气污染都要求我们必须将建筑节能问题重视起来。1996 年颁布实施的建设部标准《民用建筑节能设计标准（采暖居住建筑部分）》（JGJ 26-95）（以下简称“节能标准”）提出了新建住宅的采暖能耗在原有基础上降低 50% 的设计要求，为达此目标，住宅围护结构节能率应达到 35%，供热系统的节能率应达到 23.6%。由于空调系统耗能更大，毫无疑问，更应注重节能设计。

## 3. 住宅暖通空调的必然趋势是实施分户计量和控制

虽然早在 1986 年就颁布了节能标准（原标准），1996 年颁布了新标准，但从各地实施情况看，效果并不理想，特别是供热系统节能率 23.6% 的目标根本没有达到，出现了节能建筑不节能的怪现象。究其原因，一是室内采暖系统仍按常规系统设计，缺乏水力平衡及温度调控措施，水力、热力失调严重；二是供热收费制度不合理，按面积收取采暖费，不能真正体现用户用热量，用户缺乏节能意识。三是热计量设备跟不上，以及过去建成的室内采暖系统不易计量；四是现有集中供热管理水平不高，导致热价过高，造成供热企业普遍面临供热能耗大和供热收费难两大问题。据统计，1995 年供热行业的收费率仅达到 76.3%，收费率最低的只达到 50% 左右，欠缴热费 10.6 亿元，累计拖欠供热费余额达 20 亿元，1996 年集中供热统计资料表明，绝大多数热力公司都是依靠财政补贴维持运转。从节能和保证我国供热事业顺利发展的角度，决定了采取分户计费制度将是我国暖通空调行业的必然趋势。集中供热发达的西欧和北欧国家以及俄罗斯、东欧、蒙古等国家早已实现了分室控制、分户计量。我国部分城市如北京、天津、哈尔滨、烟台等地也进行了这方面的试点。实践证明，采用分室控制及分户计量后，均可达到节能 20%~25%。

## 1.2 现代住宅的类型

根据不同的分类标准，现代住宅可进行如下分类：

### 1.2.1 按建设标准我国住宅分类（四类）

第一类为安置型或解困房。它是针对城市居民中住房困难家庭而建设的；

第二类为温饱型或经济适用房。主要为中低收入家庭提供面积适宜、使用功能基本齐全的成套型住宅；

第三类为舒适型，即小康住宅。主要针对中等和中等偏上收入的家庭，采用新住宅科技成果，提供使用功能齐全、设备水平较高的住房，满足人们提高居住质量的要求；

第四类为豪华型住宅，数量极少，主要适应很少一部分高收入家庭的需要。

本书讨论的将是有采暖或空调的各类住宅，重点为三、四类住宅。

### 1.2.2 按住宅形体分类 (三类)

第一类为多层单元式,是目前建造量最大的形式,一般又将四~六层称为多层住宅,住户共用楼梯,七~九层称为中高层住宅(有时也称作小高层住宅);

第二类为别墅式,即层数在一至三层的低层住宅,一般独门独院,自用楼梯;

第三类为高层公寓式,层数十层以上,有塔式、单元式、通廊式等类型,十二层及十二层以上的单元式和通廊式住宅须设电梯,其他形式十层及十层以上应设消防电梯。

### 1.2.3 按设备水平分类 (三类)

第一类设冬季集中供热设施加房间局部排风;

第二类设冬季采暖、夏季降温(或空调)设施及局部排风;

第三类设全年空调设施加通风系统。

## 1.3 现代住宅暖通空调设计概述

### 1.3.1 常用采暖空调方式

常用的采暖方式有集中热水散热器采暖及辐射采暖、单户热源热水散热器采暖及辐射采暖、热风及电热采暖等。

常用的空调方式有集中供冷空调系统、闭式环路水源热泵空调系统、VRV系统、户式中央空调系统等。

### 1.3.2 住宅暖通空调设计范围

在经过充分经济技术比较的基础上与业主协同确定冷热源及采暖空调方案,进行负荷计算,选择并布置室内采暖空调设备,进行系统管道计算及其他相关计算,提出安装、施工运行的技术要求和保障措施,确定合理可行的自控方式,编制设计预算书等等。高层建筑还要考虑防排烟系统设计。

### 1.3.3 设计中应当重点处理的一些问题

首先要处理好节能与建筑热工、暖通空调热舒适性、空气质量的关系;其次要处理好暖通空调系统初投资与运行费的关系;第三,暖通空调系统和设备要做到噪声低、寿命长、便于维修以及维修时对其他住户的影响要尽可能小、对环境污染要小。

### 1.3.4 住宅空调采暖的冷热源

集中供热是实现节能、减少污染的根本途径,是建设部2000年第76号部长令中八大节能措施之一,在有条件的地方应成为住宅冬季采暖的首选热源,当此条件不具备时,燃油、燃气、电热锅炉、电动热泵等也可以作为住宅热源。

利用热电联产,进行“热、电、冷”三联供,实现区域供冷、供热是住宅小区最佳的空调冷热源方案。在现阶段,各种形式的电压缩式制冷、变频空调、热泵空调系统是住宅空调常用的冷热源方式。燃气具有输送方便、不需贮存、污染较轻的优点,也成为今后空调冷热源的一个发展方向。在我国目前情况下,燃油尚难做到集中供给,受制约太大,且污染情况高于燃气,只能作为辅助能源,宜慎重使用。

### 1.3.5 暖通空调系统节能途径

节能标准提出节能50%的目标,供热系统要占到其中的20%,为此,燃煤锅炉运行效率要应从0.55提高到0.68;管道输送效率应从0.85提高到0.90。在设计采暖供热系统



时，应进行详细准确的热负荷调查和计算，室内采暖系统应采取分户计量和分室控制温度的措施，采暖供热系统必须进行水力平衡计算，设置流量调节的装置，室内外管道选择合适的保温材料、保温厚度等。

设置全年空调的建筑，除了采取与采暖建筑相同的节能措施外，还应注意，空调建筑围护结构的传热系数不应超过《采暖通风与空气调节设计规范》（GBJ 19—87）规定的要求，在建筑的体形系数、窗墙面积比、房间的热容量、空调房间的布置、外窗气密性以及外窗遮阳等方面都要考虑空调建筑的特殊要求。对于空调系统，应合理确定空调设计参数；采用能效比高、部分负荷性能好的冷热源设备；空调水系统采用二次泵系统、变频调速技术、多泵并联等措施；空调风系统合理控制新风量供给、采用变速风机及热回收装置、过渡季节充分利用室外新风“免费”供冷等以及采用有效的自控装置。

## 第 2 章 建筑热工及负荷计算

### 2.1 住宅建筑热工设计

#### 2.1.1 住宅建筑热工设计要求

国家标准《住宅设计规范》(GB 50096—99)规定“住宅应保持室内基本的热环境质量,采取冬季保温和夏季隔热、防热以及节约采暖和空调能耗的措施。”我国地域辽阔,气候差异非常大,《民用建筑热工设计规范》(GB 50176—93)(以下简称“热工规范”),根据各地气候特征将全国分为严寒、寒冷、夏热冬冷、夏热冬暖和温和五类地区,各地区对住宅室内热环境要求不同,对住宅热工的要求也不同。具体来说,严寒和寒冷地区,住宅建筑要求设置集中采暖设施,其建筑围护结构应注重节能要求,采取一定的技术措施,将采暖能耗控制在规定的水平上,热工设计应符合现行行业标准《民用建筑节能设计标准(采暖居住建筑部分)》(JGJ 26—95)(以下简称“节能标准”)的规定。在夏热冬冷和温和地区冬季可有条件地设置采暖设施,围护结构设计要求保证室内基本的热环境质量,热工设计应满足热工规范要求。对于夏热和温和地区,夏季有降温要求,越来越多的住宅建筑开始设置空调设施或空调系统,住宅建筑必须进行夏季的防热隔热设计。对照节能标准和热工规范,住宅建筑热工设计的主要内容和目的列于表 2-1。本节内容重点是建筑节能热工设计。

住宅节能设计和热工设计的主要内容和目的

表 2-1

		主要内容	目的
住宅节能设计	采暖住宅节能设计	建筑物设置及体形设计	使有利于节约采暖能耗
		围护结构设计	保证各部分围护结构的传热系数、窗墙面积比和窗户气密性等符合规定要求
		采暖系统设计	保证采暖系统和管道保温设计等符合规定要求
	空调住宅节能设计	建筑物及房间布置	使有利于节约空调能耗
		围护结构设计	同上
		空调系统设计	保证空调系统满足使用要求,并符合节能和经济的原則
住宅热工设计	冬季保温设计	围护结构保温设计	保证空调系统满足使用要求
		围护结构防潮设计	保证在正常使用条件下结构内部不产生凝结水
		围护结构防空气渗透设计	保证围护结构和门窗的气密性符合规定要求
	夏季防热设计	室外热环境设计	利用地形平面等自然环境,并采用绿化建筑,以改善室外热环境
		围护结构隔热设计	保证围护结构隔热性能符合规定要求
		窗户遮阳设计	使遮阳形式和构造与地区气候条件、房间使用要求和窗户朝向等相适应
		自然通风设计	使建筑物群体和单体布置、门窗开口位置、面积和开启方式有利于通风

### 2.1.2 热工设计的一般计算方法

住宅建筑的热工设计，一是验算围护结构的总热阻，使其不小于“热工规范”规定的最小总热阻  $R_{0,\min}$ ；对于设置集中采暖的住宅，验算围护结构的传热系数不大于“节能标准”规定的传热系数限值，该限值对应的总热阻要大于“热工规范”规定的最小总热阻。二是对围护结构内表面包括围护结构热桥部位内表面温度进行验算，使其不低于室内空气的露点温度；对于非采暖区设置空调系统的住宅，验算围护结构的传热系数不大于《采暖通风与空气调节设计规范》(GBJ 19—87)规定的最大传热系数。热阻和传热系数的计算可参考有关资料。

#### 2.1.2.1 住宅冬季室内热工计算参数

按住宅建筑房间类型，根据室内不同温度和相关湿度确定的水蒸气分压力、露点温度及围护结构内表面与室温的允许温差见表 2-2。

住宅冬季室内热工计算参数

表 2-2

房间类型	室内参数				空气与房间内表面允许温差 $\Delta t$ (°C)	
	温度 $t_n$ (°C)	相对湿度 $\phi_n$ (%)	水蒸气分压力 $P_n$ (Pa)	露点温度 $t_d$ (°C)	外墙	平屋顶和闷顶楼板
起居室、卧室	16	60	1090.32	8.25	6.0	4.0
	18	"	1237.50	10.13		
	20	"	1402.26	12.01		
	22	"	1582.44	13.98		
	24	"	1790.22	15.76		
厨房、厕所 (当不允许外墙和顶棚结露时)	16	70	1272.04	10.54	$t_n - t_d = 5.46$	$0.8(t_n - t_d) = 4.37$
	18	"	1443.75	12.45	5.55	4.44
	20	"	1635.97	14.36	5.64	4.51
	22	"	1849.68	16.28	5.72	4.58
	24	"	288.59	18.20	5.80	4.64
浴室、厕所 (仅当不允许顶棚内表面结露时)	18	75	1546.88	13.50	7.0	$0.9(t_n - t_d) = 4.05$
	20	"	1752.83	15.43		
	22	"	1981.80	17.36		
	24	"	2237.78	19.30		
	25	"	2375.78	20.26		

注：此表摘自《实用供热空调设计手册》。

#### 2.1.2.2 围护结构内表面温度的计算

##### (1) 围护结构内表面温度

$$\theta_n = \frac{t_n - t_w}{R_0} \times R_n \quad (2-1)$$

式中  $\theta_n$ ——围护结构内表面温度 (°C)；

$t_n$ 、 $t_w$ ——室内和室外计算温度 (°C)；

$R_0$ 、 $R_n$ ——围护结构传热阻和内表面换热阻 ( $\text{m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$ )。

## (2) 热桥部位内表面温度的计算

所谓热桥，是指围护结构中包含金属、钢筋混凝土或混凝土梁、柱、肋等部位，在室内外温差作用下，形成热流密集、内表面温度较低的部位，这些部位形成传热的桥梁，故称热桥。围护结构内表面结露首先出现在热桥部位，因此，必须验算热桥内表面温度，必要时，采取保温措施。

图 2-1 所示几种热桥的内表面温度：

$$\theta_{n'} = \frac{R'_o + \eta (R_o - R'_o)}{R_o \times R'_o} \times R_n (t_n - t_w) \quad (2-2)$$

式中  $t_n$ 、 $t_w$ 、 $R_n$ ——同式 2-1；

$R_o$ 、 $R'_o$ ——非热桥部位和热桥部位传热阻 ( $\text{m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$ )；

$\eta$ ——修正系数，见表 2-3。

修正系数  $\eta$  值

表 2-3

热桥形式	$a/\delta$								
	0.02	0.06	0.10	0.20	0.40	0.60	0.80	1.00	1.50
(1)	0.12	0.24	0.38	0.55	0.74	0.83	0.87	0.90	0.95
(2)	0.07	0.15	0.26	0.42	0.62	0.73	0.81	0.85	0.94
(3)	0.25	0.50	0.96	1.26	1.27	1.21	1.16	1.10	1.00
(4)	0.04	0.10	0.12	0.32	0.50	0.62	0.71	0.77	0.89

注：此表摘自《民用建筑节能设计手册》。

$a/\delta > 1.5$  时，热桥部位内表面温度按下式计算：

$$\theta_{n'} = t_n - \frac{t_n - t_w}{R'} \times R_i \quad (2-3)$$

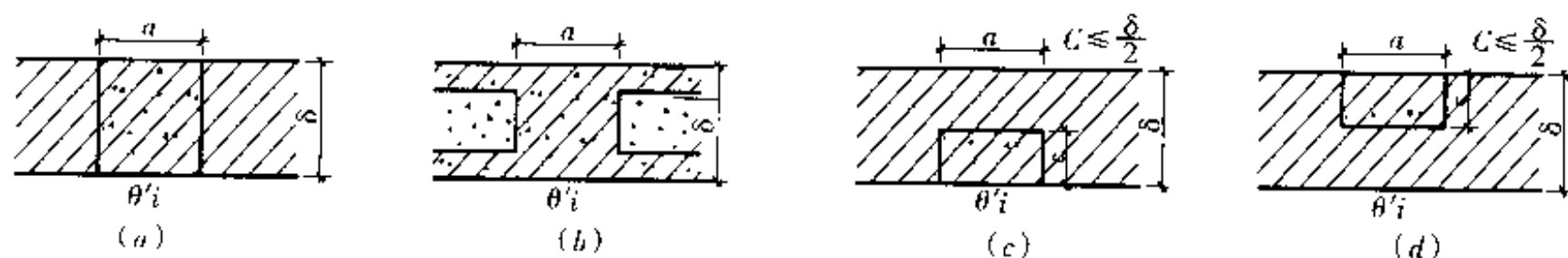


图 2-1 热桥形式

### 2.1.3 住宅建筑节能设计

新的节能标准提出新建住宅应在各地 1980~1981 年住宅通用设计能耗水平基础上节能 50%，其中建筑物节能率应达到 35%（即建筑物耗热量指标应降低 35%）。采暖居住建筑的耗热量主要由通过建筑物围护结构的传热耗热量和通过门窗缝隙的空气渗透耗热量两部分构成。传热耗热量中，外墙所占比例最大，其次是窗户，以下是楼梯间隔墙（在楼梯间不采暖情况下）和屋顶，阳台门下部、户门和地面所占比例较小，但也是不容忽视的。因此，对于建筑物来说，节能的主要途径是：减小建筑物外表面积和加强外围护结构保温，以减少传热耗热量；提高门窗的气密性及热阻，以减少其传热量及空气渗透耗热量。同时建筑物的耗热量受建筑物的朝向、形体系数的影响很大，在可能条件下应采用合理的朝向

及形体系数。

### 2.1.3.1 节能指标

#### (1) 采暖能耗与建筑物耗热量

采暖能耗系指在采暖期内用于建筑物采暖所消耗的能量，其中包括锅炉及其附属设备运行过程中消耗的热量和电能，以及建筑物耗热量。建筑物耗热量指在采暖期内为保持室内计算温度需由室内采暖设备供给的热量。采暖能耗与建筑物耗热量单位均为  $\text{kW}\cdot\text{h}/\text{a}$ ， $\text{a}$  为每年，实际为每个采暖期。

#### (2) 建筑物耗热量指标与采暖设计热负荷指标

建筑物耗热量指标系指在采暖期室外平均温度条件下，为保持室内计算温度，单位建筑面积在单位时间内消耗的、需由室内采暖设备供给的热量，其单位是  $\text{W}/\text{m}^2$ 。它是用来评价建筑物能耗水平的一个重要指标，节能标准给出了不同地区采暖住宅建筑耗热量指标。

采暖设计热负荷指标（工程中常常简称为采暖设计热指标）系指在采暖室外计算温度条件下，为保持室内计算温度，单位建筑面积在单位时间内需由锅炉或其他供热设施供给的热量，其单位是  $\text{W}/\text{m}^2$ 。它是用来确定供热设备容量及供热管网的一个重要指标，采暖设计热负荷在数值上大于建筑物耗热量指标，对于节能建筑，二者可以相互推算。

#### (3) 采暖耗煤量指标

采暖耗煤量指标系指在采暖期室外平均温度条件下，为保持室内计算温度，单位建筑面积在一个采暖期消耗的标准煤量，其单位是  $\text{kg}/\text{m}^2$ 。它是用来评价建筑物和采暖系统组成的综合能耗水平的一个重要指标，不同地区住宅建筑的采暖耗煤量指标也已在节能标准中同时给出。

### 2.1.3.2 节能指标计算

(1) 建筑物耗热量指标应按下式计算：

$$q_H = q_{H-T} + q_{INF} - q_{I-H} \quad (2-4)$$

式中  $q_H$ ——建筑物耗热量指标 ( $\text{W}/\text{m}^2$ )；

$q_{H-T}$ ——单位建筑面积通过围护结构的传热耗热量 ( $\text{W}/\text{m}^2$ )；

$q_{INF}$ ——单位建筑面积的空气渗透耗热量 ( $\text{W}/\text{m}^2$ )；

$q_{I-H}$ ——单位建筑面积的建筑物内部得热（包括炊事、照明、家电和人体散热），住宅建筑取  $3.8\text{W}/\text{m}^2$ 。

(2) 单位建筑面积通过围护结构的传热耗热量应按下式计算：

$$q_{H-T} = (t_i - t_e) \frac{\sum \epsilon_i \times K_i \times F_i}{A_0} \quad (2-5)$$

式中  $t_i$ ——全部房间平均室内计算温度，一般住宅建筑取  $16^\circ\text{C}$ ；

$t_e$ ——采暖期室外平均温度 ( $^\circ\text{C}$ )；

$\epsilon_i$ ——围护结构传热系数的修正系数，可查节能标准；

$K_i$ ——围护结构的传热系数 [ $\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ ]，对于外墙应取其平均传热系数；

$F_i$ ——围护结构的面积 ( $\text{m}^2$ )；

$A_0$ ——建筑面积 ( $\text{m}^2$ )。

(3) 单位建筑面积的空气渗透耗热量应按下式计算:

$$q_{\text{INF}} = (t_i - t_e) \frac{c_p \times \rho \times N \times V}{A_o} \quad (2-6)$$

式中  $c_p$ ——空气比热容, 取  $0.28 \text{ W} \cdot \text{h} / (\text{m}^3 \cdot \text{K})$ ;  
 $\rho$ ——空气密度 ( $\text{kg}/\text{m}^3$ ), 取  $t_w$  条件下的值;  
 $N$ ——换气次数, 住宅建筑取  $0.51/\text{h}$ ;  
 $V$ ——换气体积 ( $\text{m}^3$ )。

(4) 采暖耗煤量指标应按下式计算:

$$q_c = \frac{24 \cdot Z \cdot q_{\text{H}}}{H_c \cdot \eta_1 \cdot \eta_2} \quad (2-7)$$

式中  $q_c$ ——采暖耗煤量指标 ( $\text{kg}/\text{m}^2$  标准煤);  
 $q_{\text{H}}$ ——建筑物耗热量指标 ( $\text{W}/\text{m}^2$ );  
 $Z$ ——采暖期天数 (d), 按室外日平均温度  $\leq 5^\circ\text{C}$  的天数;  
 $H_c$ ——标准煤热值, 取  $8.14 \times 10^3 \text{ W} \cdot \text{h}/\text{kg}$ ;  
 $\eta_1$ ——室外管网输送效率, 采取节能措施前, 取  $0.85$ ; 采取节能措施后, 取  $0.90$ ;  
 $\eta_2$ ——锅炉运行效率, 采取节能措施前, 取  $0.55$ ; 采取节能措施后, 取  $0.68$ 。

(5) 不同地区采暖住宅建筑物耗热量指标和采暖耗煤量指标不应超过节能标准规定的数值。

### 2.1.3.3 节能建筑围护结构的传热系数

节能标准中通过围护结构的传热耗热量是采用“有效传热系数”进行计算的, 围护结构的有效传热系数  $K_{i,\text{eff}}$  等于围护结构传热系数的修正系数  $\epsilon_i$  与围护结构传热系数  $K_i$  的乘积, 即

$$K_{i,\text{eff}} = \epsilon_i \cdot K_i \quad (2-8)$$

住宅建筑各部分围护结构的传热系数不应超过节能标准规定的传热系数限值, 其中外墙的传热系数是考虑周边热桥影响后的外墙平均传热系数。传热系数、有效传热系数、平均传热系数既有联系, 又有区别, 各有不同的适用范围。

#### (1) 传热系数与有效传热系数的区别

围护结构的传热系数系指在围护结构两侧空气温度差为  $1\text{K}$  时, 单位面积在单位时间内的传热量。在此认为传热仅仅是由两侧空气温差引起的。但在实际的围护结构中, 不仅存在由两侧空气温差引起的热损失 ( $q_{\text{an}}$ ), 而且还存在由太阳辐射引起的得热 ( $q_{\text{sol}}$ ), 以及由天空辐射引起的热损失 ( $q_s$ )。这三部分传热的代数和即为围护结构的净热损失 ( $q_{\text{net}}$ ):

$$q_{\text{net}} = q_{\text{an}} + q_s - q_{\text{sol}} \quad (2-9)$$

净热损失除以两侧空气温差即为有效传热系数。

$$K_{i,\text{eff}} = \frac{q_{\text{net}}}{T_i - T_e} \quad (2-10)$$

因此, 有效传热系数的定义是: 在两侧空气温差为  $1\text{K}$  时, 单位面积在单位时间内的净热损失。

实际计算时，有效传热系数是通过修正系数进行的，由式（2-7）得围护结构传热系数的修正系数：

$$\epsilon_i = \frac{K_{i, \text{eff}}}{K_i} \quad (2-11)$$

即围护结构有效传热系数与围护结构传热系数的比值，它实质上是考虑太阳辐射和天空辐射对围护结构传热产生的影响而采取的修正系数。

节能标准中给出八个地区的  $\epsilon_i$  值，可以直接采用，其他地区可根据采暖期室外平均温度就近采用。其他注意事项有：

1) 标准中未给出的东南和西南向按南向采用，东北和西北向按北向采用，其他朝向按就近朝向采用。

2) 不采暖楼梯间隔墙和户门，以及不采暖地下室上面的楼板等的  $\epsilon_i$  应以温差修正系数  $n$  代替，见表 2-4。

3) 封闭阳台内的窗户和阳台门上部按双层窗考虑。封闭阳台内的外墙和阳台门下部：南向阳台取  $\epsilon_i = 0.5$ ；北向阳台取  $\epsilon_i = 0.9$ ；东西向阳台取  $\epsilon_i = 0.7$ ；其他朝向就近采用。

4) 接触土壤的地面取  $\epsilon_i = 1$ 。

温差修正系数  $n$  值

表 2-4

围护结构及其所处情况	$n$ 值
带通风间的平屋顶、坡屋顶顶棚、与室外空气相通的不采暖地下室上面的楼板	0.90
与有外门窗的不采暖楼梯间相邻的隔墙： 1~6 层建筑	0.60
7~30 层建筑	0.50
不采暖地下室上的楼板： 外墙上无窗户时	0.75
外墙上无窗户且位于室外地坪以上时	0.60
外墙上无窗户且位于室外地坪以下时	0.40

## (2) 外墙平均传热系数

外墙因受周边热桥影响，其传热系数应采用按面积加权平均法求得的平均传热系数：

$$K_m = \frac{(K_p \cdot F_p + K_{B1} \cdot F_{B1} + K_{B2} \cdot F_{B2} + K_{B3} \cdot F_{B3})}{F_p + F_{B1} + F_{B2} + F_{B3}} \quad (2-12)$$

式中  $K_m$ ——外墙的平均传热系数  $[W/(m^2 \cdot K)]$ ；

$K_p$ ——外墙主体部位的传热系数  $[W/(m^2 \cdot K)]$ ；

$K_{B1}$ ， $K_{B2}$ ， $K_{B3}$ ——外墙周边热桥部位的传热系数  $[W/(m^2 \cdot K)]$ ；

$F_p$ ——外墙主体部位的面积  $(m^2)$ ；

$F_{B1}$ ， $F_{B2}$ ， $F_{B3}$ ——外墙周边热桥部位的面积  $(m^2)$ 。外墙主体部位和周边热桥部位如图 2-2 所示。

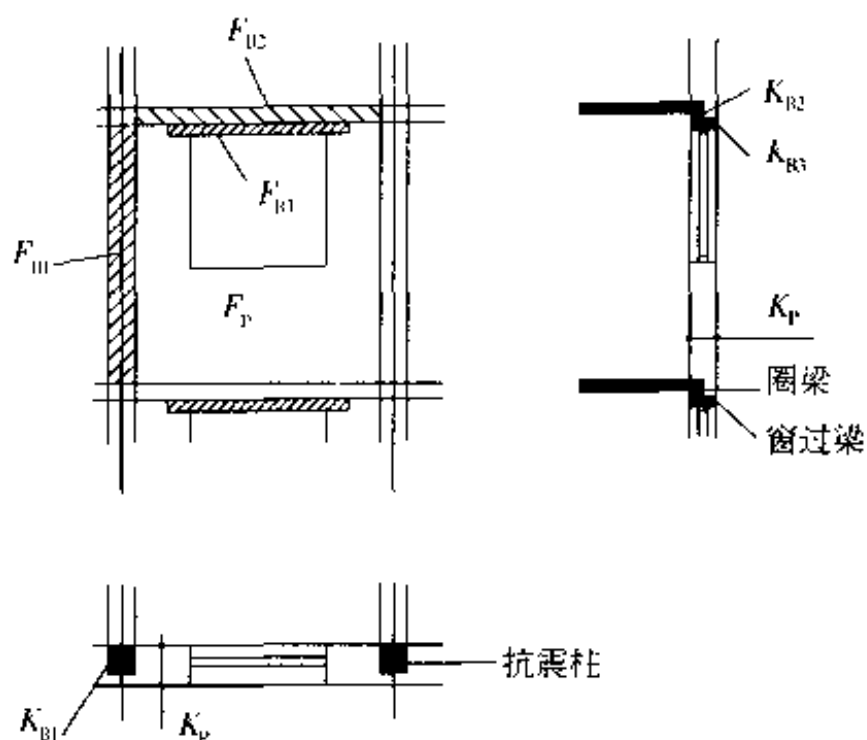


图 2-2 外墙主体部位和周边热桥部位示意图

### 2.1.4 节能设计步骤

2.1.4.1 建筑方案阶段，校核建筑物体形系数、窗墙面积比是否符合节能标准要求

(1) 建筑物朝向对太阳辐射得热量和空气渗透耗热量都有影响。在其他条件相同的情况下，东西向板式多层住宅建筑的传热耗热量要比南北向的高 5% 左右。建筑物的主立面朝向冬季主导风向，会使空气渗透耗热量增加。因此，建筑物朝向宜采用南北向或接近南北向，主要房间避开冬季主导风向。

(2) 体形系数是建筑物与室外大气接触的外表面积  $F_0$ （不包括地面和不采暖楼梯间隔墙与户门的面积），与其所包围的体积  $V_0$  的比值。住宅建筑体形系数宜控制在 0.30 及 0.30 以下；若体形系数大于 0.30，则屋顶和外墙应加强保温，其传热系数应符合节能标准要求。

(3) 窗墙面积比是窗户洞口面积与房间立面单元面积（即房间层高与开间定位线围成的面积）的比值。不同朝向的窗墙面积比不应超过表 2-5 中的数值。

不同朝向的窗墙面积比 表 2-5

朝向	窗墙面积比
北	0.25
东、西	0.30
南	0.35

### 2.1.4.2 围护结构设计

根据已选定的围护结构形式，计算各部分围护结构的传热系数，对于外墙，计算其平均传热系数，将计算结果与节能标准中规定的围护结构传热系数限值进行比较，若超过限值，应调整围护结构的构造，重新计算。

### 2.1.4.3 校核建筑物耗热量指标

将传热系数乘以该地区相应的传热系数修正系数，利用有效传热系数法计算建筑物耗热量指标，将计算结果与节能标准中规定的耗热量指标进行比较，当大于标准值时，应调整围护结构形式，从步骤二开始重新计算。虽然耗热量指标满足要求，但所采用窗户的传热系数比其限值低 0.5 及 0.5 以上时，也应重新确定外墙和屋顶所需的传热系数，以降低造价。



2.1.4.4 当部分围护结构形式已定,可以根据耗热量指标,通过计算选择其余围护结构的形式

附录一为一份建筑节能热工计算表格式样。

## 2.2 住宅室内热舒适度指标

### 2.2.1 影响人体舒适感的因素

人体本身是一个恒温调节系统,正常人的体表温度大约维持在 36.9℃ 左右,人体散热必须和人体内新陈代谢过程中产生的热量平衡,人才感到舒适。人体散热有四种方式:传导、对流、辐射和蒸发水分的潜热。影响人体散热的因素有空气温度、相对湿度、空气流动速度、表面辐射温度四个因素。其中空气温度以对流热和辐射热形式影响人体散热,对人体影响最为明显;相对湿度影响人体汗液蒸发,当空气湿度增加,在高温时,由于排汗减少会增加人体热感觉,在低温时,则会因导热增加而加剧人体冷感觉;气流速度大时,由于提高了对流换热作用及传湿系数,致使对流和蒸发散热增强,加剧了空气的冷作用;周围表面温度决定着人体辐射热强度,同样条件下,围护结构内表面温度高,对人体增加热感觉,表面温度低则会增加冷感觉。人体舒适感除与这四个因素有关外,还与人体活动量和衣服热阻(衣着情况)有关。

### 2.2.2 室内温湿度标准

表 2-6 是国内外住宅室内采暖设计参数取值情况,表 2-7 是国内外住宅室内空调设计参数取值情况。

长期以来国内住宅冬季室内采暖计算温度偏低,这是考虑中国国情,从减少投资、降低能耗出发而选取的较低的舒适度标准。随着人民生活条件的改善,以及城乡人口结构逐渐步入老龄化,应适当提高室温标准。

国内外住宅室内采暖计算温度

表 2-6

规定 出处	1			2				3		4			
	主要 房间	浴室	厕所	卧室、 起居室 (厅)	卫生间 (无洗浴)	卫生间 (有洗浴)	走廊 楼梯间	卧室、 起居室	厨房	卧室、 起居室	浴室	厨房	厕所
室内采 暖温度 (℃)	16~20	25	12	18	18	25	14	16~18	10~15	18	25	18	15

注:1.《采暖通风与空气调节设计规范》(GBJ 19—87);

2.《住宅设计规范》(GB 50096—99);

3.《民用建筑暖通空调设计技术措施》.顾兴益.中国建筑工业出版社,1996;

4.《实用供热空调设计手册》.陆耀庆.中国建筑工业出版社,1993。

国内外住宅室内空调计算参数

表 2-7

规定 出处	房 间	冬季空调室内计算参数			夏季空调室内计算参数			新风量 [m <sup>3</sup> / (h·人)]	
		温度 (℃)	相对湿度 (%)	风速 (m/s)	温度 (℃)	相对湿度 (%)	风速 (m/s)		
1	主要房间	18~22	40~60	≤0.2	24~28	40~65	≤0.3		
2	卧室、起居室	18~22	—	≤0.2	26~28	45~64	≤0.3		
3	公寓 卧室	高级	23	40	0.15	25	60	0.25	30
		一般	22	—	0.15	26	70	0.25	20
	公寓 起居室	高级	23	—	0.15	25	60	0.25	90
		一般	22	40	0.15	26	70	0.25	70
4	主要房间	18~20	30~50	—	27~28	50~70			

- 注：1. 《采暖通风与空气调节设计规范》(GBJ 19—87)；  
 2. 《民用建筑暖通空调设计技术措施》，顾兴蓉主编，中国建筑工业出版社，1996；  
 3. 《实用供热空调设计手册》，陆耀庆主编，中国建筑工业出版社，1993；  
 4. 日本常用设计参数（有关资料）。

厨房通常选取较低的计算温度，主要是考虑了炊事热量的影响，以及储藏蔬菜的需要。随着炊事用具改革，高效燃气灶、电热炊具、微波炉、电冰箱得到普及，炊事产热量大大减少，厨房作为储藏的功能减弱，室温也应相应提高。

住宅卫生间与公用厕所不同，居住者夜间衣着较少，卫生间应采用不低于卧室的室温标准，有洗浴设备且有集中热水供应的卫生间应按浴室标准 25℃ 设计。随着家用洗浴设备的发展，居民大都自己在家解决洗浴问题，因此，即使没有集中热水供应系统，凡是有洗浴设备或者有条件设置洗浴设备的卫生间都应按 25℃ 设计。

根据节能标准规定，在采暖期室外平均温度 -6℃ 以下地区，楼梯间应采暖。

住宅夏季设置空调装置时，室温不宜取得太低，因为居住者既有成年人，又有老人和小孩，行动以坐和轻度活动为主。

综合以上因素，笔者认为住宅的室内计算参数宜按表 2-8 选取。

住宅室内计算参数

表 2-8

房 间	冬季 采暖 (℃)	冬 季 空 调			夏 季 空 调			新风量 [m <sup>3</sup> / (h·人)]
		温度 (℃)	相对湿度 (%)	风速 (m/s)	温度 (℃)	相对湿度 (%)	风速 (m/s)	
起居室	20 (18)	22	40	0.15	26	60	0.25	30
卧室	20 (18)	22	40	0.15	26	60	0.25	25
卫生间(无洗浴)	18	20						
卫生间(有洗浴)	25	25						
厨房	18	18						
楼梯间	14	14						

注：括号内数值为采用低温地板辐射采暖时的室温标准。

### 2.2.3 住宅室内噪声标准

表 2-9 是住宅室内噪声标准的有关规定。

住宅室内允许噪声级有关规定

表 2-9

出 处	房 间 名 称		允许声级 $L_A$ (dB) 或噪声标准		
			一 级	二 级	三 级
(1)	卧室、书房 (或卧室兼起居室)		$\leq 40$	$\leq 45$	$\leq 50$
	起居室		$\leq 45$	$\leq 50$	
(2)	卧室、起居室		昼间 $\leq 50$ 夜间 $\leq 40$		
(3)	住宅(公寓)卧室		NC (NR) 30		
(4)	公寓卧室	高级	NC30		
		一般	NC35		
	公寓起居室	高级	NC35		
		一般	NC40		

注：1. 表中噪声设计标准等级：

一级：较高标准；

二级：一般标准；

三级：最低标准；

2. 出处：(1)《民用建筑隔声设计规范》(GBJ 118-88)；

(2)《住宅设计规范》(GB 50096-1999)；

(3)《民用建筑暖通空调设计技术措施》。顾兴奎主编。中国建筑工业出版社，1996；

(4)《实用供热空调设计手册》。陆耀庆主编。中国建筑工业出版社，1993；

3.  $L_A = NC (NR) + 5dB$ 。

住宅应有较高的安静要求，但是过于严格的噪声标准，不仅造价提高，实际工程也难以做到。《住宅设计规范》将噪声标准按昼夜分开，可以利用夜间低负荷时段采取降低空调设备风速等措施，容易满足要求，较为合理。

### 2.2.4 其他要求

1) 设有全空调的住宅室内宜设有组织的新风供给，新风量按起居室有少量吸烟，卧室无吸烟考虑，建议值列于表 2-7 中。

2) 住宅应考虑通风换气要求，详见本书第 5 章。

3) 住宅室内空气含尘量不宜超过  $0.30\text{mg}/\text{m}^3$ 。

## 2.3 住宅采暖热负荷计算

采暖热负荷计算方法和步骤在现行暖通规范和有关手册中均有详细论述，本书不再重复，仅就住宅采暖热负荷计算中应注意的一些问题进行说明，并给出采暖热负荷估算方法及估算指标。

### 2.3.1 多层住宅采暖热负荷计算

#### 2.3.1.1 采暖热负荷与建筑物耗热量计算的区别

- (1) 计算对象不同：建筑物耗热量针对整个采暖建筑，采暖热负荷针对采暖房间。
- (2) 计算目的不同：建筑物耗热量显示建筑节能情况，采暖热负荷用来选择采暖设备（散热器、采暖管道、锅炉等）。
- (3) 热量修正方法不同：围护结构的太阳辐射得热，建筑物耗热量是通过有效传热系数进行修正的，采暖热负荷是通过朝向系数修正的。

#### 2.3.1.2 围护结构传热耗热量

计算住宅围护结构传热耗热量时应注意以下几个问题：

- (1) 外墙传热系数应采用考虑热桥作用后的平均传热系数。
- (2) 轻质墙体应结合供热制度进行修正。
- (3) 贴土非保温地面根据计算精度不同可有三种计算方法：
  - 1) 从外墙开始划分地带法；
  - 2) 根据房间具有一面还是两面外墙，不同面积房间确定不同平均传热系数，详见《实用供热空调设计手册》；
  - 3) 所有房间面积均按平均传热系数计算。
- (4) 当房间地面沿外墙有供热管道地沟时，该房间可不计算地面耗热量。
- (5) 不采暖地下室顶板必须采取保温措施，并计算其温差传热量。
- (6) 封闭阳台内窗户及阳台门上部可按双层窗考虑。

#### 2.3.1.3 附加耗热量

计算住宅围护结构传热耗电量的朝向修正、风力附加、外门附加时应注意以下几个问题：

- (1) 冬季日照率小于 35% 的地区，主要是夏热冬冷区如湖北、湖南、江西、四川、贵州、浙江等地的部分地区。当这些地区冬季需要采暖时，其朝向修正率，东南、西南、南向宜采用  $-10\% \sim 0$ ，东、西向可不修正。
- (2) 城市住宅小区一般不存在风力附加，独立式别墅需引起注意。
- (3) 对于住宅，分户门一般开于楼梯间，阳台门也不认为是外门，且开启的频率均非常低，因此，一般情况下住宅不考虑外门附加亦不计算外门开启冲入冷风耗热量。但当住宅有直接对外的开门时，应计算外门附加。

#### 2.3.1.4 冷风渗透耗热量

计算住宅冷风渗透耗热量时应注意以下几个问题：

- (1) 冷风渗透量可采用换气次数法或缝隙法计算。
- (2) 换气次数法仅限于多层住宅估算负荷时采用，换气次数可按房间有外窗或外门的围护结构面数确定，厨房开启抽油烟机、厕所开启排气扇的排风量不应作为计算耗电量的换气次数。
- (3) 缝隙法计算冷空气耗热量需乘以不同朝向风压单独作用下的空气渗入量修正系数，当室外风速非常小时，热压作用的影响可能要大于风压作用，应根据实际情况决定是否考虑热压作用。

#### 2.3.1.5 房间得热

- (1) 房间内部得热（包括炊事、照明、家电和人体散热）可参照节能标准取  $3.8\text{W}/\text{m}^2$

建筑面积,但大部分时候,计算房间热负荷时不考虑内部得热。

(2) 对于上供下回的散热器采暖系统,应计算顶层干管散热量,以减轻上热下冷及水平失调现象。

#### 2.3.1.6 间歇附加

一般情况下采用集中供热的住宅应按连续采暖设计,不考虑间歇附加系数,但当每天供热时间不足 16h 时应按间歇采暖设计。

#### 2.3.1.7 户间传热

采用单户热源采暖系统的住宅,由于住户白天家中无人时,可能关小或关闭采暖系统,成为实际上的间歇采暖;当住户回家,又有使房间迅速升温的需求;当邻户因家中无人等原因而停止采暖,室温降低,户间隔墙存在温差传热,出现为其邻居“义务供热”的情况。

采用按户分环的分户计量的集中供热住宅,住户会按自己的需要进行调节或关断,并在需要时加强供热,迅速升温;当发生因邻户欠缴热费等原因而停止采暖,也会对本户产生影响。

因此,采用单户热源及按户分环的住宅的采暖热负荷应计算户间传热。户间传热量计算可参考 3.2.2 节。

### 2.3.2 高层住宅采暖热负荷计算

#### 2.3.2.1 围护结构传热耗热量

围护结构外表面的传热主要由对流和辐射两部分组成,其中对流换热与室外风速有关,即风速愈大,传热愈快。风速的影响,对于多层建筑是通过垂直外围护结构附加 5%~10% 的风力附加系数进行修正的。但对于高层、超高层建筑来说,因室外风速随建筑高度的增加而加大,对耗热量的影响必须通过计算确定。

##### (1) 室外风速与高度的关系

$$V = V_0 (h/h_0)^n \quad (2-13)$$

式中  $V$ ——高度为  $h$  处的风速 (m/s);

$V_0$ ——基准高度  $h_0$  处的风速 (m/s),通常指距地 10m,可按规范选用;

$n$ ——指数,主要与温度梯度和地面粗糙度有关,对空旷地为 1/6,城郊区为 1/4~1/5,建筑群多的市区为 2/3,一般可取 0.2;

取  $h_0 = 10\text{m}$ ,  $n = 0.2$ ,则高度  $h$  处的室外风速可表示为

$$V_h = (h/10)^{0.2} V_0 = 0.631 h^{0.2} V_0 \quad (\text{m/s}) \quad (2-14)$$

##### (2) 围护结构外表面放热系数和风速的关系

$$\text{当 } V \leq 5\text{m/s} \text{ 时, } \alpha_c = (5.0 + 3.4V) \times 1.163 \quad \text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{C}) \quad (2-15)$$

$$\text{当 } V > 5\text{m/s} \text{ 时, } \alpha_c = K \cdot V^{0.78} \times 1.163 \quad \text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{C}) \quad (2-16)$$

式中  $V$ ——风速 (m/s);

$K$ ——外表面粗糙状况系数,平滑表面  $K = 6.12$ ;普通表面  $K = 6.14$ ;粗糙表面  $K = 6.47$ ;

$\alpha_c$ ——对流放热系数 [ $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{C})$ ]。

外表面总放热系数  $\alpha_w$  为对流放热系数  $\alpha_c$  与辐射放热系数  $\alpha_r$  之和,一般可取

$$\alpha_r = 4.652 \text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{C}), \text{ 即 } \alpha_w = \alpha_r + 4.652 \text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{C}) \quad (2-17)$$

### (3) 外围护结构传热系数随建筑高度的变化

外表面换热系数  $\alpha_w$  的变化反映在围护结构传热系数  $K$  的变化。

对于热阻较大的外墙,  $\alpha_w$  的变化对  $K$  值影响不大, 但对于本身热阻很小的玻璃窗,  $\alpha_w$  增大, 会使传热系数显著增加。当风速为 3m/s 时, 外表面总放热系数为 22.33W/(m<sup>2</sup>·C), 接近标准值 23W/(m<sup>2</sup>·C), 当高度为 100m, 取  $n = 0.33$ , 风速就增到 6.45m/s, 对流传热系数增大到 30.56W/(m<sup>2</sup>·C), 总放热系数为 35.24W/(m<sup>2</sup>·C), 对于双面抹灰 240 砖墙 (导热热阻 0.34m<sup>2</sup>·C/W), 传热系数从 2.0 W/(m<sup>2</sup>·C), 变化为 2.07W/(m<sup>2</sup>·C), 对于工程计算可忽略不计。而对于单层玻璃窗,  $k$  值从 6.4W/(m<sup>2</sup>·C) 增大到 7.0W/(m<sup>2</sup>·C), 外窗传热耗热量相差 10% 左右, 必须予以考虑。

#### 2.3.2.2 冷风渗透耗热量

考虑风压和热压综合作用, 六层以上住宅冷风渗透量应采用缝隙法, 按下式进行计算。

$$Q_r = 0.278 C_p L_b l (t_n - t_w) \rho_w \quad (2-18)$$

$$L_b = m \cdot L_0 \quad (2-19)$$

$$m = C_h [n + (1 + C)^b - 1] \quad (2-20)$$

$$C_h = (0.4h^{0.4})^b \quad (2-21)$$

$$C = 50 \frac{C_r (h_z - h)}{C_f h^{0.4} V_0^2} \cdot \frac{t_n - t_w}{273 + t_n'} \quad (2-22)$$

式 (2-18) ~ (2-22) 中:

$Q_r$ ——综合考虑风压和热压综合作用时的冷风渗透耗热量 (W);

$C_p$ ——空气定压比热,  $C_p = 1.0 \text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{C})$ ;

$L_b$ ——位于高度  $h$  和任一朝向的门窗, 在风压和热压共同作用下产生的单位缝隙长度的渗透风量 (m<sup>3</sup>/h);

$l$ ——门窗缝隙长度 (m);

$t_n$ 、 $t_w$ ——室内外采暖计算温度 (C);

$\rho_w$ ——室外采暖计算温度下的空气密度 (kg/m<sup>3</sup>);

$m$ ——考虑计算门窗所处的高度、朝向和热压差的存在而引入的渗透风量综合修正系数;

$L_0$ ——在基准风速  $V_0$  作用下单位缝长的空气渗透量 (m<sup>3</sup>/(h·m));

$C_h$ ——计算门窗中心线标高为  $h$  时的渗透空气量对于基准渗透量的高度修正系数 (当  $h < 10\text{m}$  时, 按基准高度  $h = 10\text{m}$  计算);

$n$ ——渗透空气量的朝向修正系数;

$h$ ——计算门窗中心线标高 (m);

$b$ ——与门窗构造有关的特性系数, 对木窗  $b = 0.58$ ; 对钢窗  $b = 0.67$ ; 对铝窗  $b = 0.78$ ;

$C$ ——作用在计算门窗上的有效热压差与有效风压差之比, 简称压差比;

$C_r$ ——作用于门窗上的热压差相对于理论热压的百分数，简称热压系数，住宅  $C_r = 0.2$ ，办公、旅馆  $C_r = 0.5$ ；

$C_f$ ——作用于门窗上的风压差相对于理论风压的百分数，简称风压系数，用于冷风渗透耗热量计算时可取  $C_f = 0.7$ ；

$h_z$ ——中和面高度，m，当建筑物上下开口均等时，中和面在接近高度一半的地方；

$V_0$ ——基准高度（指距地 10m）的计算风速（m/s），可采用规范中给出的室外平均风速；

$t_n'$ ——建筑物内形成热压的空气柱温度，一般指内部楼梯间、电梯井等处温度，简称竖井温度，楼梯间采暖时，取其采暖计算温度；楼梯间不采暖时，可取  $5^\circ\text{C}$ 。

计算  $m$  值和  $C$  值，应注意下列事项：

1) 如计算得出  $C \leq -1$ ，即  $(1+C) \leq 0$ ，则表示在计算层处，即使处于主导风向朝向的门窗也无冷风渗入，或已有室内空气渗出。此时，同一楼层所有朝向门窗冷风渗透量，均为零值；

2) 如计算得出  $C > -1$ ，即  $(1+C) > 0$ ，而  $m \leq 0$  时，则表示所计算的给定朝向的门窗已无冷风渗入，或已有室内空气渗出。此时，处于该朝向的门窗冷风渗透量，取为零值；

3) 如计算得出  $m > 0$ ，该朝向的冷风渗透耗热量，可按式 2-18 计算确定。

**【例题】** 济南地区一幢 30 层住宅楼，层高 2.8m，室内温度  $t_n = 20^\circ\text{C}$ ，采暖室外计算温度  $t_w = -7^\circ\text{C}$  ( $\rho_w = -1.34\text{kg/m}^3$ )。楼内楼梯间不采暖，取楼梯间及走道内平均温度  $t_n' = 5^\circ\text{C}$ 。外窗为单层铝合金推拉窗， $b = 0.77$ ，南向房间缝隙长 8m，其他朝向房间 6m，窗高 1.5m，窗台高 0.9m。冬季室外平均风速  $V_0 = 3.2\text{m/s}$ ，相应单位缝长基准渗透量  $l = 1.1\text{m}^3/\text{m}\cdot\text{h}$ ， $C_f = 0.7$ ， $C_r = 0.2$ 。

试计算底层北向、10 层南向、20 层东北向、30 层西向的窗户渗透空气耗热量。

**【解】** 1. 计算底层北向窗户渗透空气耗热量

设中和面标高在整个建筑物高度的一半位置上， $h_z = 2.8 \times 30 \times 0.5 = 42\text{m}$ ，底层窗中心线高度当考虑热压时为 1.65m；当考虑风压时取 10m。

(1) 求压差比值

$$C = 50 \frac{C_r(h_z - h)}{C_f h^{0.4} V_0^2} \cdot \frac{t_n - t_w}{273 + t_n'}$$
$$= 50 \frac{2.2(42 - 4.65)}{0.7 \times 10^{0.4} \times 3.2^2} \cdot \frac{5 - (-7)}{273 + 5} = 0.97$$

(2) 求  $C_h$  值

$$C_h = (0.4h^{0.4})^b = (0.4 \times 10^{0.4})^{0.78} = 1.004$$

(3) 求  $m$  值，济南北向朝向修正系数， $n = 0.41$

$$m = C_h [n + (1+C)^b - 1] = 1.004 [0.41 + (1+0.97)^{0.78} - 1] = 1.11 > 0$$

(4) 求窗户的冷风渗透耗热量  $Q_z$

$$Q_z = 0.278 C_p \cdot m \cdot L_0 \cdot L (t_n - t_w) \rho_w$$
$$= 0.278 \times 1 \times 1.11 \times 1.1 \times 6 \times [18 - (-7)] \times 1.34 = 68.3(\text{W})$$

2. 根据同样方法, 计算其他房间冷风渗透耗热量, 结果列于表 2-10 中

表 2-10

楼层序号	窗户朝向	朝向修正系数 $n$	压差比 $C$	高度修正系数 $C_n$	风量综合修正系数 $m$	冷风渗透耗热量 $Q_r$ (W)
1	北	0.41	0.97	1.004	1.11	91.1
10	南	0.57	0.245	1.366	1.032	63.5
20	东北	1.00	-0.156	1.707	1.495	91.9
30	西	0.23	-0.42	1.941	-0.369	0

### 2.3.3 采暖热负荷估算指标

虽然采暖区域各地气候条件差别很大, 但不同地区建筑物的围护结构的构造不同, 特别是节能标准对传热系数限制的规定, 使得采暖建筑物单位面积的耗热量指标基本一致, 当为方案设计阶段或不需精确计算时, 可以采用以下两种方法对住宅的总采暖热负荷或各房间的热负荷分别进行粗略估算。

#### 2.3.3.1 建筑物总采暖热负荷估算指标

按总建筑面积估算一般住宅的采暖热负荷指标为  $45 \sim 60 \text{W/m}^2$ ;

节能住宅采暖热负荷指标为  $30 \sim 45 \text{W/m}^2$ ;

别墅 (1~2 层建筑) 采暖热负荷指标为  $100 \sim 125 \text{W/m}^2$ 。

上述指标只能用于该建筑物总耗热量估算而不能用于户内各房间散热器的选取。

#### 2.3.3.2 房间采暖热负荷估算指标

当估算房间散热器数量时, 应采用采暖房间热负荷指标, 并根据房间的朝向、外墙面数、屋顶及地板的差别、迎风与背风的差别等因素作相应的调整。计算公式为:

$$Q = (1 + \sum B_i) \times q \cdot F_r \quad (2-23)$$

式中  $Q$ ——房间总热负荷 (W);

$q$ ——房间采暖热负荷指标 ( $\text{W/m}^2$ ), 按表 2-11 选用;

$F_r$ ——房间面积 ( $\text{m}^2$ );

$\sum B_i$ ——该房间修正系数的总和, 其中:

$B_1$ ——房间朝向修正率。可按建筑物朝向修正率采用;

$B_2$ ——冷风渗透耗热量修正率:

迎风面房间 +10%

背风面房间 -10%

$B_3$ ——外墙修正率:

有山墙 (即: 面外墙) 时 +35% ~ 45%

$B_4$ ——屋顶修正率:

顶层 (有屋顶房间) +40% ~ 50%

$B_5$ ——地板修正率: 底层 (有地板房间) +5% ~ 7%



住宅房间热负荷指标 ( $W/m^2$ )

表 2-11

房间名称	顶层				中间层				底层			
	中部住户		端部住户		中部住户		端部住户		中部住户		端部住户	
	南向	北向	南	北	南	北	南	北	南	北	南	北
卧室	76	93	105	128	47	64	70	93	52	70	76	93
起居室		64				35				47		
浴厕		267				233				233		
厨房		128				105				116		

注：1. 一班制间歇采暖应乘以 1.2~1.3 的附加系数；

2. 轻型外墙（墙体密度  $1200 \sim 500kg/m^3$ ）应乘以 1.05~1.15 的附加系数；

3. 节能住宅应乘以 0.65 采用；

4. 本表只适用于多层建筑，对于高层建筑应通过计算确定；

5. 在老建筑群（20 世纪 70 年代以前设计的建筑物）插建一幢新建筑物时，新建筑物散热器数量应考虑 20% 的特殊附加。

## 2.4 住宅空调负荷计算

与其他建筑形式相比，住宅空调负荷具有以下特点：

首先，跟办公楼、宾馆、饭店等建筑相比，内部发热量少，人员密度和照明度低，换气量小，故内部发热和换气负荷在房间负荷中占的比例较低，负荷受气候条件及围护结构影响大。

第二，住宅空调负荷波动性大。根据我国居民生活作息习惯，住宅空调一般有几个使用高峰，平时早上 6:00~8:00，中午 11:30~14:30，晚上 18:00~23:00，节假日 7:00~23:00。除在最为炎热的一段时间外，人们通常在夜间人睡后，会关闭或关小空调设备，无人房间也会从节能的角度出发而关闭，空调负荷的波动系数明显高于其他空调建筑。由于住宅内有非空调房间及未开启空调的房间存在，房间隔墙有热量传递，计算空调负荷时应考虑周围隔墙温差传热。

第三，住宅空调的同时使用系数较低，可分以下几种情况：

(1) 房间空调器的装机容量应考虑间歇运行及邻室传热影响。

(2) 户式中央空调室外主机容量应考虑户内多台室内机的同时使用系数，其数值对小户型较高，夏季供冷时可取 0.9~1.0，冬季供暖时为 1.0；对大户型较低，夏季供冷时可取 0.7~0.8，冬季供暖时为 0.8~0.9。

(3) 单独某一栋或数栋楼设置集中空调系统时，在计算主机容量时，既要考虑户内各房间的同时使用又要考虑户间的同时使用问题，夏季供冷时可取 0.6~0.7，冬季供暖时为 0.8~0.9。当设置空调系统的用户同属某个单位，并且未采取按热计时，同时使用系数应另行考虑。

(4) 对于大型居住小区的集中冷热源容量，应综合考虑小区人员组成、户型结构、经济水平、常住率等因素，在对本地区同水平小区充分调研的基础上确定其同时使用系数。夏季供冷时参考数值可取 0.4~0.5，冬季供暖时为 0.6~0.8。

## 2.4.1 夏季冷负荷

### 2.4.1.1 外围护结构冷负荷

围护结构（包括外墙、屋顶、外窗、隔墙、地面）冷负荷分温差传热形成的冷负荷和外窗太阳辐射得热形成的冷负荷两部分，应按不稳定传热逐时计算。目前常用的计算方法是由传递函数法和谐波反应法简化而成的冷负荷系数法和负荷温差法。前者即暖通规范中的方法，以《民用建筑暖通空调设计技术措施》为代表，后者以《实用供热空调设计手册》为代表。两种计算方法均有详细步骤及计算数据，本书不再赘述，仅就住宅空调负荷计算时应注意的问题加以说明。

#### (1) 冷负荷系数法

1) 计算外墙和屋顶传热形成的冷负荷时，《采暖通风与空气调节设计规范》规定外墙和屋顶的逐时冷负荷计算温度  $t_{wl}$ ，按第 5.2.3 条确定的  $t_{zn}$  值（室外计算逐时综合温度）通过计算确定。规范未给出详细计算方法，易使人误解为  $t_{wl} = t_{zn}$ ，实际上  $t_{wl}$  与围护结构的构造有关，而  $t_{zn}$  的计算与围护结构无关，工程应用可按围护结构类型（I ~ VI 型）查给定的表格（北京地区）并经地点修正得出。

2) 计算外窗温差传热形成的冷负荷时，室内蓄热的温度波衰减对该部分负荷影响很小，故可直接采用规范第 2.2.10 条确定的  $t_{wh}$  值（空调室外计算逐时温度）。

3) 计算太阳辐射得热冷负荷时，规范及技术措施是采用各纬度带逐时的太阳辐射和相应纬度带逐时的冷负荷系数，《空气调节设计手册》采用较为简便的算法，即太阳辐射采用“日射得热量最大值”，如南向和水平采用中午 12 时的数值，东向用上午 8 时或 7 时的值等。其他时间通过相应纬度带逐时的冷负荷系数进行修正。

4) 计算住宅外墙传热冷负荷时，其外墙一般均非轻型结构（砖厚度 240mm 以上，延迟时间  $\xi > 8h$ ，衰减度  $\mu > 12$ ），可按稳定传热计算，室外计算温度可采用室外计算日平均综合温度。

#### (2) 负荷温差法

1) 当外墙或屋顶的衰减系数  $\beta < 0.2$  时，可用日平均冷负荷  $Q_{pj}$  代替各计算时刻的冷负荷  $Q_{\tau}$ 。

2) 计算外窗温差传热负荷和太阳辐射得热负荷时，应首先根据围护结构衰减倍数确定房间类型。当楼面上满铺织物地毯，则不论楼板构造如何，均视该房间为轻型。如果楼板和内墙分别属于相邻的不同类型，则视该房间为较轻的那一类；如果楼板和内墙分别属于轻、重两个类型，则视该房间为中型。

### 2.4.1.2 围护结构总冷负荷

(1) 住宅一般均有非空调邻室，如厨房、卫生间、楼梯间、地下室顶板等，应计算围护结构传热量，取其计算平均温度 ( $t_b$ ) 按稳定传热计算。地面传热按该计算方法计算距外墙 2m 内面积传热，带顶棚的通风屋面如斜屋面计算方法同上。

$$t_b = t_{wp} + \Delta t_b \quad (2-24)$$

式中  $t_{wp}$ ——夏季空调室外计算日平均温度 ( $^{\circ}\text{C}$ )；

$\Delta t_b$ ——邻室计算平均温度与夏季空调室外计算日平均温度的差值 ( $^{\circ}\text{C}$ )，宜按表 (2-12) 采用。

表 2-12

围护结构名称	条 件	$t_b$	
内墙、楼板	邻室为非空调房间	邻室发热量很少如楼梯间、地下室	邻室发热量很少如厨房、卫生间
		0 ~ +2	3
顶棚	顶棚传热系数 $k$ [W/( $m^2 \cdot K$ )] (屋盖 < 1.2, 顶棚 > 1.2)	顶棚保温、屋盖不保温	
		吊顶内无通风	吊顶内有通风
		8 ~ 10	6 ~ 8
	$k > 1.2$	5 ~ 7	3 ~ 5
通风屋面	无吊顶	3 ~ 5	
地面	距外墙 2m 内面积	16	

(2) 当需逐时计算外墙和屋顶冷负荷时,应区别“作用时间”和“计算时间”。“作用时间”指综合温度波作用到围护结构外表面的时间,“计算时间”指成为室内负荷的时间。温度波作用到外表面到成为负荷有一个时间延迟,即围护结构(外墙或屋顶)的延迟时间 $\xi$ 。如计算某屋顶时的冷负荷,延迟时间 $\xi = 5h$ ,则计算室内 10 时的冷负荷,“作用时间”为 5 时,查表计算时应查 5 时。

(3) 围护结构总冷负荷可以按《空气调节设计手册》介绍的方法,首先求出总冷负荷最大值出现的时间,计算该时间的冷负荷即可,不必逐时进行计算比较。有以下四种情况:

1) 当一个房间仅有一面外窗和一面外墙时,如窗面积占墙面积 1/7 以上时,则按窗的辐射热最大值出现的时间计算冷负荷即可。如外墙采用稳定传热简化计算,则取得的数据偏于安全。

2) 当有两面外窗和两面外墙,且两面外窗的层数和内遮阳情况相同时,可按两个窗的面积比求出最大值。

3) 顶层房间有屋盖和一面外窗和外墙时,其最大值出现时间按窗和屋盖的负荷基数比  $m$  求出。

4) 当有三面或三面以上外窗,或有屋盖并有两面以上外窗时,可采用以上方法两两比较。

详细计算可查《空气调节设计手册》

#### 2.4.1.3 室内得热冷负荷

住宅室内得热包括人体、照明、炊事、家电等,如前所述,各种不确定因素使得准确计算变得不太可能,有资料介绍采用  $14W/m^2$  估算。

#### 2.4.1.4 空气渗透冷负荷

(1) 当有集中新风供应时,且新风量大于 0.5 次换气时,则可不计算房间渗透风量。

(2) 当没有集中新风供应时,可按 0.2 ~ 0.5 次新风换气作为渗透风量,窗缝较少且为单面外窗时取较小数值,窗缝较多且为多面外窗时取较高数值。当外窗密封较差时,换气次数应适当加大。

(3) 厨卫的通风负荷，由于工作时间较短，一般不计入总冷负荷中。

#### 2.4.1.5 冷负荷修正

##### (1) 间歇附加

对于采取分户按热计费措施的住宅空调系统，应考虑住户间歇供冷的需要，将计算的房间冷负荷乘以 1.2 的间歇负荷系数。

##### (2) 高度修正

1) 随高度增加，室外风速增加，外表面放热系数增大，外窗传热系数增大，但窗的直射散射的透过率略有降低，外窗温差传热和太阳辐射得热的作用相互抵消一些，工程计算可不必修正。

2) 对于外墙和屋盖，外表面放热系数增大会使传热系数增大，同时使室外综合温度降低，也不必进行高度修正。

3) 当高层住宅有较大裙房时，应考虑裙房屋面反射影响，裙房屋面上面几层冷负荷应附加一些安全系数。

#### 2.4.1.6 计算冷负荷

##### (1) 空调房间的计算冷负荷

空调房间计算冷负荷用来选择房间末端空调设备，确定方法是：将上述各项冷负荷按各不同的计算时刻累加，得出房间冷负荷的逐时值，然后取其中的最大值。

##### (2) 空调建筑物总的计算冷负荷

按下列情况分别确定：

1) 当空调系统末端装置不能随负荷变化而自动控制时，应采用同时使用的所有房间最大冷负荷的累加值；

2) 当空调系统末端装置能随负荷变化而自动控制时，应将同时使用的所有房间各计算时刻冷负荷累加，得出建筑物冷负荷的时间序列，然后取其中的最大值；

3) 对于空调住宅来说，建筑物总的计算冷负荷应按所有空调房间负荷累加值乘以同时使用系数 0.4~0.7。该项计算是以空调面积为基础，住宅档次和设计不同，其空调面积与建筑面积的比值相差很大，在计算、估算或分析时要加以注意。

##### (3) 空调系统计算冷负荷

空调系统计算冷负荷，用来选择冷源设备，由下列各项组成：

1) 建筑物总的计算冷负荷；

2) 当设独立新风系统时，新风计算冷负荷单独计入；当为无组织新风供给时，新风负荷按渗风负荷考虑，应包含在第 1) 项中；

3) 风系统通过送回风管和送回风机产生温升引起的附加冷负荷；

4) 供冷装置的附加冷负荷（考虑性能衰减）；

5) 水系统通过水管、水泵、水箱产生的附加冷负荷；

6) 在以上计算总和的基础上再乘以 1.1~1.2 的裕量系数，作为选择制冷设备、循环水泵的依据。

#### 2.4.2 冬季热负荷

设置全年集中空调的住宅，冬季空调热负荷采用稳定传热，计算方法与采暖计算方法相同，详见本书 2.3 节，但需注意：

1) 冬季室外计算温度采用冬季空调室外计算温度。

2) 计算冷风渗透耗热量，当无集中新风供应时，与2.3节同；当有集中新风供应时，中和面以上，不计算冷风渗透耗热量；中和面以下，应通过计算比较渗风量与新风量，当渗风量小于新风量时，可不计算冷风渗透耗热量；当渗风量大于新风量，应计算冷风渗透耗热量，计算风量取二者之差。

### 2.4.3 空调湿负荷

住宅湿负荷主要为人体及渗风引起的湿负荷，厨、厕虽散湿较大，但一般均为非空调房间，且排风量较大，处于负压区，可不考虑。

### 2.4.4 住宅空调负荷估算指标

#### 2.4.4.1 国内外住宅（公寓）空调冷负荷的设计指标

住宅（公寓）空调冷负荷设计指标

表 2-13

指标出处	冷负荷指标 (W/m <sup>2</sup> )
国内 (统计值) <sup>①</sup>	80 ~ 90
国内 (简化计算) <sup>②</sup>	158
日本	150
英国	77.4 ~ 95
香港特别行政区	高层 南向 160 高层 北向 130
台湾地区	楼层 顶层 204 中间层 158 日式平房 南向 243 北向 179 洋房 南向 207 北向 257

① 《实用供热空调设计手册》，陆耀庆，中国建筑工业出版社，1993；

② 《暖通空调设计指南》，陆耀庆，中国建筑工业出版社，1996。

#### 2.4.4.2 冬季空调热负荷估算指标

可按第2.3节采暖指标采用，当设置集中新风供应时，应乘以1.2~1.3的新风附加系数。

# 第 3 章 现代住宅采暖

## 3.1 既有住宅常规采暖系统分户热计量改造

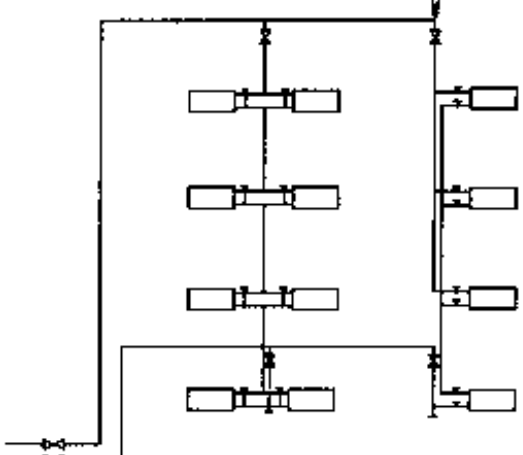
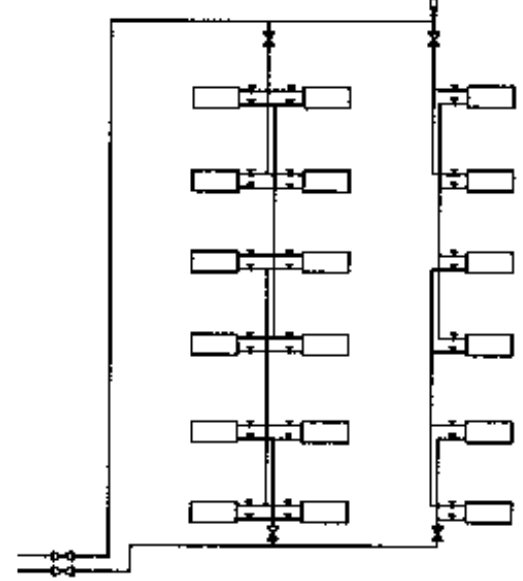
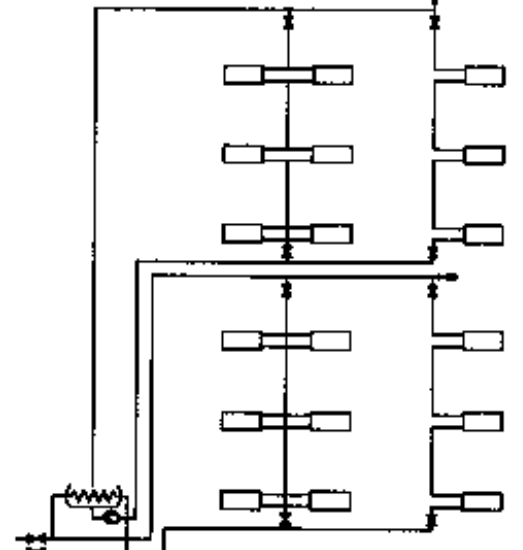
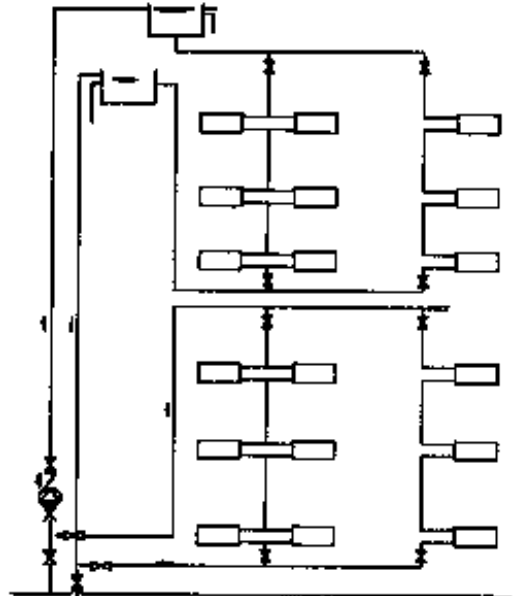
### 3.1.1 常规采暖系统形式

住宅常规采暖系统形式

表 3-1

序号	形式名称	图 示	使用范围	特 点
1	双管上供下回式		不超过五层的住宅	<ol style="list-style-type: none"> <li>1. 排气方便</li> <li>2. 每组散热器可单独调节</li> <li>3. 层数多时垂直失调严重</li> <li>4. 顶层须保证干管带坡敷设空间</li> <li>5. 回水干管设于地沟或地下室</li> </ol>
2	双管下供下回式		<ol style="list-style-type: none"> <li>1. 别墅式住宅</li> <li>2. 顶层无干管敷设空间的多层住宅 (≤六层)</li> </ol>	<ol style="list-style-type: none"> <li>1. 合理配管可有效消除垂直失调现象</li> <li>2. 供回水干管设于地沟或地下室, 室内无干管</li> <li>3. 每付立管都要设自动排气阀, 否则只能靠散热器手动跑风, 排气不便</li> </ol>
3	垂直单管跨越式		多层住宅和高层住宅 (一般不超过十二层)	<ol style="list-style-type: none"> <li>1. 可解决垂直失调</li> <li>2. 散热器可单独调节和关断</li> <li>3. 三通阀也可仅装下部几层</li> </ol>
4	垂直单 (双) 管上供中间式		<ol style="list-style-type: none"> <li>1. 不易设置地沟的多层住宅</li> <li>2. 旧楼加装暖气</li> </ol>	<ol style="list-style-type: none"> <li>1. 系统泄水不方便</li> <li>2. 影响室内底层美观</li> <li>3. 排气不便</li> <li>4. 检修方便</li> <li>5. 为保证底层采暖效果, 双管系统底层应做成单管系统</li> </ol>

续表

序号	形式名称	图 示	使用范围	特 点
5	单双管式 (多级双管式)		五层以上住宅	<ol style="list-style-type: none"> <li>1. 克服双管系统垂直失调问题</li> <li>2. 克服单管系统不能调节问题</li> <li>3. 每级双管不超过四层</li> <li>4. 各级的散热器应按不同水温选择</li> <li>5. 通过每级的水量为各级按负荷计算所得水量的总和</li> </ol>
6	分区采暖		<ol style="list-style-type: none"> <li>1. 建筑高度超过 50m 的住宅</li> <li>2. 高温水热源</li> </ol>	<ol style="list-style-type: none"> <li>1. 室外管网为低温热水时, 高区散热器用量大</li> <li>2. 宜采用板式等高效换热器</li> <li>3. 造价较高</li> </ol>
7	双水箱分层式		<ol style="list-style-type: none"> <li>1. 建筑高度超过 50m 的住宅</li> <li>2. 低温水热源</li> </ol>	<ol style="list-style-type: none"> <li>1. 直接利用室外热源, 提高散热器平均温度</li> <li>2. 采用开式水箱, 空气进入系统, 易腐蚀管道</li> </ol>
8	无水箱直连式		<ol style="list-style-type: none"> <li>1. 建筑高度超过 50m 的住宅</li> <li>2. 低温水热源</li> </ol>	<ol style="list-style-type: none"> <li>1. 直接利用室外热源, 提高散热器平均温度</li> <li>2. 无开式水箱, 空气不会进入系统, 不腐蚀管道</li> <li>3. 外网压力可直接利用, 加压泵扬程低, 节能性好</li> </ol>

### 3.1.2 常规采暖系统存在的问题

#### 3.1.2.1 调控困难、能源浪费严重

无论室内系统还是室外热网，由于缺乏有效的调节手段，多存在严重的水力工况失调，造成热用户冷热不均。一些用户的室温达不到设计要求，影响正常生活；而另一部分用户则室温过高，需要开窗散热，造成热能浪费。而供热部门为了保证尽可能多的用户达到供热标准，只得加大循环流量，系统以“大流量、小温差”方式运行，致使能耗加大。由于热用户缺少有效的调控设备，当居民外出或上班，无法调节室内温度，使热能白白浪费。

#### 3.1.2.2 热费收取不合理，收费困难

由于常规系统无法进行有效热计量，供热部门按供热面积计取热费，跟用户实际用热多少无关，用户缺少自主节热节能意识，而达不到室温要求的用户怨声不断，热费收缴困难。供热运行形成恶性循环，极大阻碍了进一步发展。

#### 3.1.2.3 系统管理困难

当某一用户欲停止用热或拒交热费，系统缺乏关闭措施；如为旧建筑增设采暖系统，当某一用户不愿装设时，则系统本身很难处理；当某一组散热器出现故障需要维修，需多家留人方可进行；自动排气阀的管理困难。

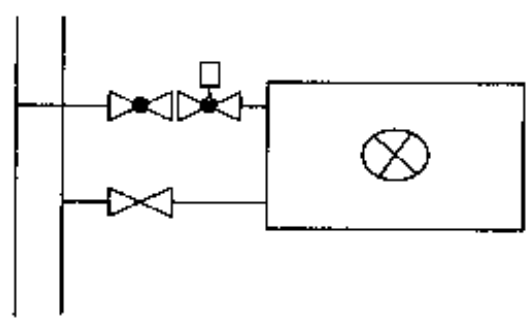
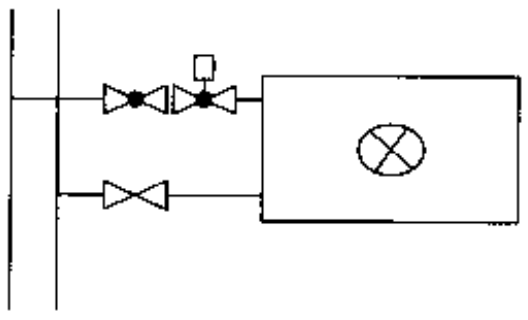
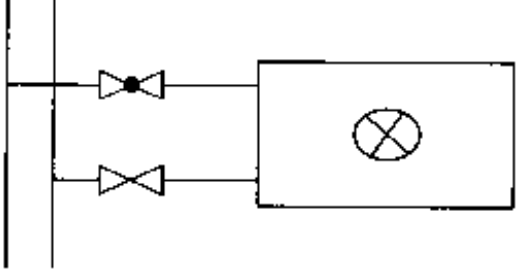
### 3.1.3 常规采暖系统的分户热计量改造

改造的途径有两个，一是结合室内管道更新，拆除原系统，按满足分户热计量的要求重新设计；二是尽量利用原系统，进行适度改造，满足控温、计量的基本要求。

#### 3.1.3.1 双管系统改造方案

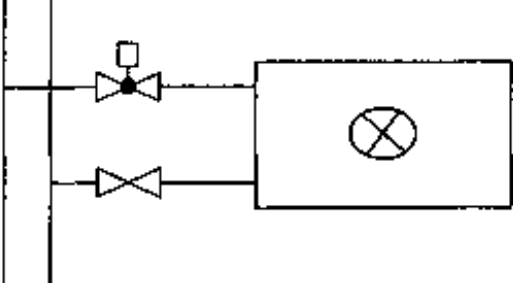
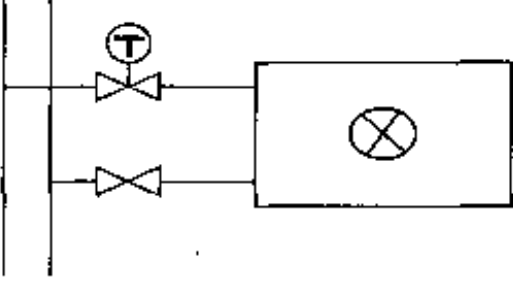
双管系统改造方案

表 3-2

序号	改造内容	图示	特点
1	锁闭阀、恒温阀、热分配表		<ol style="list-style-type: none"> <li>1. 节能效果明显</li> <li>2. 热量准确计量</li> <li>3. 收费管理方便</li> <li>4. 投资较高</li> </ol>
2	恒温阀、热分配表		<ol style="list-style-type: none"> <li>1. 无法强制收费</li> <li>2. 热量准确计量</li> <li>3. 收费管理方便</li> </ol>
3	锁闭阀、热分配表		<ol style="list-style-type: none"> <li>1. 舒适性、节能性差</li> <li>2. 收费管理方便</li> </ol>



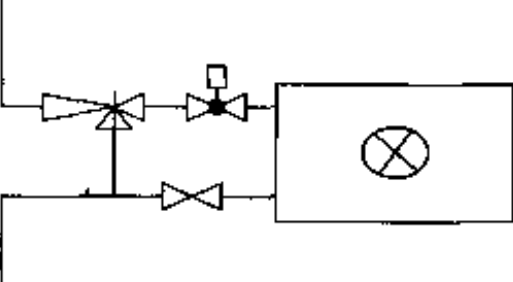
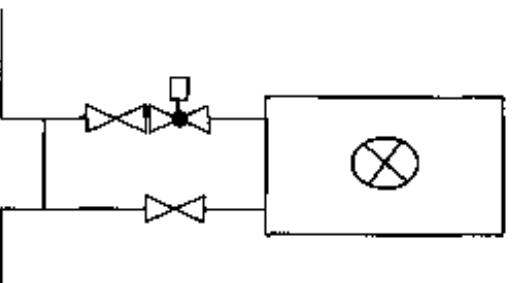
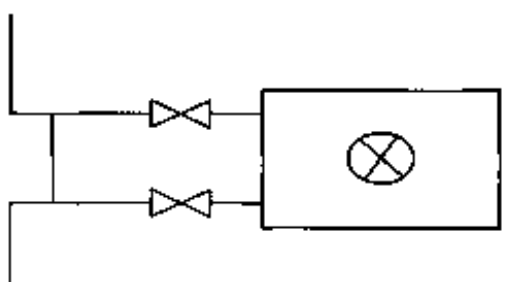
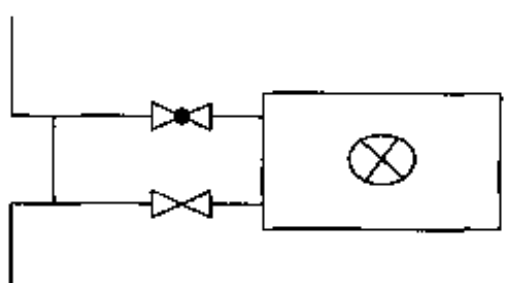
续表

序号	改造内容	图示	特点
4	热分配表		1. 保证收费 2. 造价低
5	恒温阀、热力入口设热表		1. 舒适性、节能性好 2. 造价低 3. 不适用于住宅，适用于办公、宾馆等公共建筑

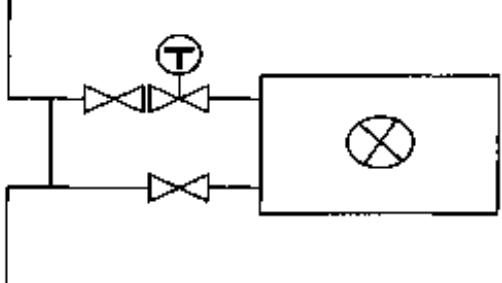
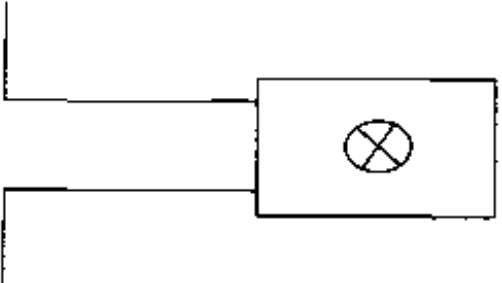
### 3.1.3.2 单管系统改造方案

单管顺流式系统改造方案

表 3-3

序号	改造内容	图示	特点
1	增设跨越管、三通锁闭阀、恒温阀和热分配表		1. 满足计量、温控、锁闭各项要求 2. 造价太高
2	跨越管、恒温阀、热分配表		不具有锁闭功能
3	跨越管、热分配表		普通手动调节阀或截止阀代替恒温阀，节能效果有限，造价低
4	跨越管、锁闭阀、热分配表		保证热费收缴

续表

序号	改造内容	图示	特点
5	跨越管、恒温阀、供热入口设热表		不适于住宅
6	热分配表、供热入口设热表		适用于仅要求分户计量收费的住宅

注：1. 增设跨越管管径应比立管管径小一号，则旁通流量可保证基本不大于散热器原流量的 30%，此时散热器散热量约为原设计散热量的 90% 左右，对用户影响不大。

2. 单管跨越式系统由于已有跨越管，改造内容可参照此表，视情况增设恒温阀、锁闭阀、热分配表等。

### 3.2 集中采暖住宅分户热计量采暖系统

集中采暖住宅指以集中供热或分散锅炉房供热为热源的新建和扩建住宅。集中采暖分户热计量及控制是建筑节能的一项基本措施，是提高人民居住水平、解决目前集中供热困难、实现可持续发展的根本途径。建设部 2000 年 10 月 1 日起实施的《民用建筑节能管理规定》明确指出：新建居住建筑的集中采暖系统应当使用双管系统，推行温度调节和户用热量计量装置，实行供热计量收费。经过修订的《采暖通风与空气调节设计规范》（GBJ 19—87）（2001 年版）第 3.9.1 条规定：新建住宅集中采暖系统，应设置分户热计量和室温控制装置。并对分户热计量采暖系统的设计作了相应规定。

#### 3.2.1 热量计量及热费分摊的手段

热量计量及热费分摊的手段有以下几种：

3.2.1.1 每个住户设置一个热量表，直接测量住户用热量，作为热费分摊的依据。

热表是通过对热媒的焓差和质量流量在一定时间内的积分进行热量计量的，采用如下公式计算：

$$Q_g = \int GC_p(t_g - t_h)dt \quad (3-1)$$

式中  $Q_g$ ——采暖系统向住户的供热量；

$G$ ——流经住户系统的热媒水流量；

$C_p$ ——水的定压比热容；

$t_g, t_h$ ——供回水温度；

$dt$ ——时间间隔。

3.2.1.2 住宅楼设总热量表，每个住户单位仅测量与热量有关的一个或多个参量的值，假定该参量的值与住户用热量成比例，进行热费分摊。

根据所测参量不同，又有以下几种技术手段：

(1) 以时间为参量，即以各住户用热时间的长短来分摊热费。例如阀门全开时间。

(2) 以温度为参量，即测量与供热量有关的温度并按时间累计，按此累计值分摊热费。根据所测温度的点数，有监测一点的，如散热器上代表点的温度，有测两点的，如供回水温度。

(3) 以蒸发式热表所充液体的蒸发量为参量。蒸发式热表类似玻璃温度计，但开口，其内充有蒸发较慢的液体，并带刻度。蒸发式热表应紧贴散热器的代表点上。

3.2.1.3 测量仅反映室内热舒适程度的参量及使用延续时间。

一般以室内空气干球温度为参量。按监测方式可分为：1) 按室温控制器的设定值为依据进行积算；2) 以室内空气温度为依据，加上室外温度。

从计量的准确性以及可操作性上，分户热量表和蒸发式热表是较为合适的做法，前者适用于新建住宅，后者适用于常规系统的改造工程。在热费的分摊上，要考虑不同位置住户的热价调整系数，也有采用按面积平均收费加热表收费相结合的办法解决个别系统关闭对其他住户的影响的。

3.2.1.4 各种方案都应在供热入口设总热表。

采用的热计量方式不同，则采暖系统形式不同。使用户用热量表分户计量时，应采用共用立管的分户独立系统形式。采用在每组散热器上分设“热分配表”的计量方式时，宜采用传统的垂直双管系统或垂直单管跨越式系统，也可采用共用立管的分户独立系统形式。住宅楼内需供暖的公共用房和公用空间，应设置单独供暖系统和热量计量装置。

### 3.2.2 分户热计量住宅采暖热负荷

采取分户热计量设计的住宅采暖热负荷包括基本热负荷及户间传热负荷两部分。基本热负荷按现行《采暖通风与空气调节设计规范》的有关规定进行计算，其中卧室、起居室(厅)和卫生间等主要居住空间的室内设计温度，应按相应的设计标准提高 $2^{\circ}\text{C}$ 。热源为集中供热时按连续采暖计算，不考虑热源间歇附加系数；热源为户用采暖炉、电热供暖装置等用户可随意启停的设备时应考虑间歇附加。

户间传热负荷的计算按下列原则进行：

(1) 计算所有户间楼板和户间隔墙的传热量。

(2) 户间的传热温差宜为 $5\sim 8^{\circ}\text{C}$ 。采用散热器采暖时，按 $6^{\circ}\text{C}$ 计算；采用地板辐射采暖时，按 $8^{\circ}\text{C}$ 计算。

(3) 以户内各房间的户间传热量总和的适当比例，作为户间总传热负荷。该比例应根据住宅入住率情况、建筑围护结构状况及其具体采暖方式综合考虑。对中间层宜取 $30\%\sim 50\%$ ，对顶层、底层和端部宜取 $50\%\sim 80\%$ 。

按上述原则计算的户间传热负荷，不宜大于该房间采暖设计热负荷的 $50\%$ ，当计算结果大于 $50\%$ 时，应取 $50\%$ 。

计算户内采暖系统管道和散热设备的热负荷时，应在基本采暖设计热负荷的基础上增加户间传热负荷。计算建筑物内共用采暖系统管道的热负荷及选择热源容量时，不应计入户间传热负荷。

### 3.2.3 共用立管分户独立采暖系统

所谓共用立管分户独立采暖系统，就是集中设置供回水立管，从共用立管上引出各户独立成环的采暖支管，支管上设置热计量装置、锁闭阀等，便于按户计热的采暖系统形式。该种系统形式，既解决了供热分户计量问题，同时也有利于解决传统的垂直双管式和垂直单管式系统的热力失调问题，并有利于实施变流量调节的节能运行方案。

由进户总阀门、热量表和较长的户内管道、散热器及恒温阀等环节组成的分户独立系统阻力（设户用换热机组时为换热器阻力），远大于传统垂直双管系统单组散热器的阻力，使得共用立管的阻力和自然作用压力占系统总循环阻力的比例相对较小，垂直失调的可能性降低，通过水力平衡计算，可基本消除垂直失调现象。

多户共用立管的位置及热表的设置，均应考虑管理和维修的方便，并尽量避免对住户的干扰，以出户设置为宜。

共用立管分户独立采暖系统可分为建筑物内共用采暖系统及户内采暖系统两部分。

#### 3.2.3.1 建筑物内共用采暖系统

建筑物内共用采暖系统由建筑物热力入口装置、建筑内共用的供回水水平干管和各户共用的供回水立管组成。

##### (1) 建筑物热力入口

在满足户内各环路水力平衡和总体热计量的前提下，应尽量减少建筑物热力入口的数量。

热力入口装置的设置位置：

1) 新建无地下室的住宅，宜于室外管沟入口或底层楼梯间息板下设置小室，小室高不应低于 1.4m，操作面净宽不应小于 0.7m。室外管沟小室宜有防水和排水措施。

2) 新建有地下室的住宅，宜设在可锁闭的专用空间内，空间净高应不低于 2.0m，操作面净宽应不小于 0.7m。

3) 对补建或改造工程，可设于门洞雨棚上或建筑物外地面上，并应采取防雨、防冻及防盗等保护措施。

建筑物热力入口装置做法：

1) 户内采暖为单管跨越式定流量系统时，热力入口应设自力式流量控制阀；室内采暖为双管变流量系统时，热力入口应设置自力式压差控制阀。两种控制阀两端的压差范围宜为 8~100kPa。

2) 热力入口供水管上应设两级过滤器，顺水流方向第一级宜为孔径不大于 3mm 的粗过滤器，第二级宜为 60 目的精过滤器。

3) 应根据采暖系统的热计量方案，确定热力入口是否设置总热量表。设总热量表的热力入口，其流量计宜设在回水管上，进入流量计前的回水管上应设滤网规格不小于 60 目的过滤器。

4) 供回水管上应设必要的压力表或压力表管口。

5) 热力入口供回水管上应设置关断阀，供回水管之间应设旁通管和阀门。

典型的建筑物热力入口装置图示见图 3-1。

##### (2) 共用水平干管和共用立管

建筑物内共用水平干管不应穿越住宅的户内空间，通常设置在住宅的设备层、管沟、

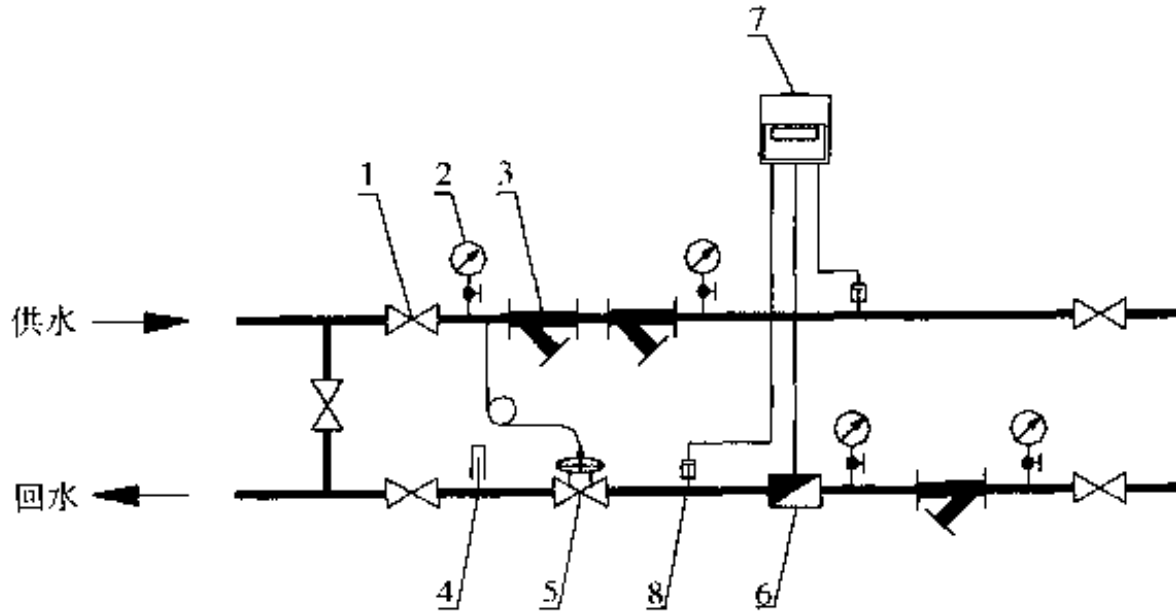


图 3-1 典型建筑物热力入口图示

1—阀门；2—压力表；3—过滤器；4—温度计；5—自力式压差控制阀或流量控制阀；6—流量传感器；7—积分仪；8—温度传感器

地下室或公共用房的适宜空间内，并应具备检修条件。共用水平干管应有利于共用立管的布置，并应有不小于 0.002 的坡度。

建筑物内各副共用立管压力损失相近时，共用水平干管宜采用同程式布置。

建筑物内共用立管宜采用下供下回式，其顶端设自动排气阀。建筑物高度超过 50m 时，共用立管应根据系统水力平衡、散热设备承压能力以及管材的性能等因素进行竖向分区设置，并应考虑管道热补偿问题。户内系统采用金属管道和散热器时，竖向分区应保证各区采暖系统最低层最低点散热器处的工作压力不大于散热器本身的承压能力，铸铁散热器一般为 0.80MPa；户内管道采用化学管材时，应保证各区采暖系统最低层最低点管道处的工作压力不大于管材的承压能力。

除每层设置分、集水器连接多户的系统外，一副共用立管每层连接的户数不宜大于 3 户。

新建住宅的共用立管，应设在管道井内并应具备从户外进入检修的条件；既有住宅改造或补建工程的共用立管，宜设在管道井内或者户外的共用空间内。

### 3.2.3.2 户内采暖系统

户内采暖系统应与采用的热计量方式相适应，通常指采用户用热量表的一户一环的系统形式。由户内采暖系统入户装置、户内的供回水管道、散热器及室温控制装置等组成。

#### (1) 户内采暖系统入户装置

采用户用热量表计量时，户内系统入户装置应包括供水管上的锁闭调节阀（或手动调节阀）、户用热量表、滤网规格不低于 60 目的水过滤器及回水管上的锁闭阀（或其他关断阀）等部件，典型户内系统入户装置见图 3-2。

新建住宅的户内系统入户装置，应与共用立管一同设于邻楼梯间或户外公共空间的管道井内。管道井应层层封闭，

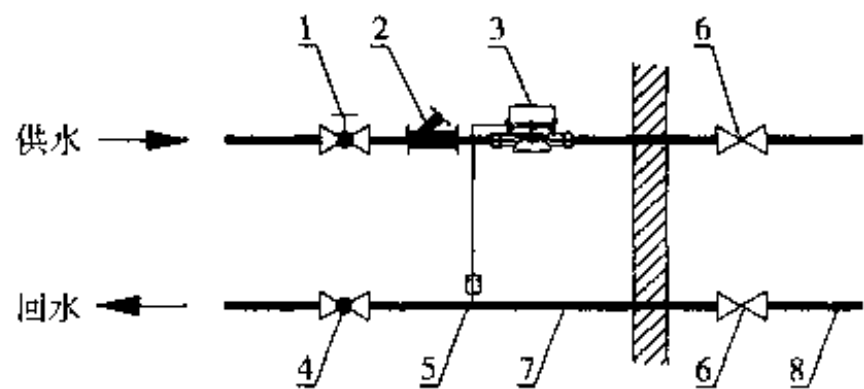


图 3-2 典型户内系统热力入口图示

1—锁闭调节阀；2—过滤器；3—热量表；  
4—锁闭阀；5—温度传感器；6—关断阀；  
7—热镀锌钢管；8—户内系统管道

其平面位置及尺寸应保证与之相连的各分户系统的入户装置能安装在管道井内，并具备查验及检修条件。管道井的门应开向户外。图 3-3 为一种管道井的布置方式。

既有住宅改造或补建工程户内系统的入户装置，宜设于安装在楼梯间的热量表箱内。

#### (2) 户内采暖系统形式

根据住宅建筑平面、装饰标准、施工技术条件的不同，对采用共用立管分户独立系统形式的户内管道布置，推荐选用以下几种方式：

1) 放射双管式系统或低温热水地板辐射采暖系统：户内管道暗敷在本层地面垫层内。系统特点：

- (a) 室温独立调节；
- (b) 变流量系统，节能；
- (c) 室内无立管，美观；
- (d) 可方便地通过散热器手动跑风排气；
- (e) 适合塑料管道无接口安装；
- (f) 地面需设垫层。

2) 下供下回水平双管式系统：户内供、回水干管沿地面明装，或暗敷在本层地面下沟槽或垫层内，或镶嵌在踢脚板内。地面上局部过门管道，暗敷在沟槽内。系统特点：

- (a) 每组散热器温度相同，散热器可独立调节；
- (b) 变流量系统，节能；
- (c) 室内无立管；
- (d) 可方便地通过散热器手动跑风排气；
- (e) 地面需设垫层。如地面上明装则过门不易处理；如下层明装不美观，对邻户有影响。

3) 上供上回水平双管式系统：户内供、回水干管沿本层顶棚下水平布置。系统特点：

- (a) 每组散热器温度相同，散热器可独立调节；
- (b) 变流量系统，节能；
- (c) 管道不出户，易于管理，符合住宅设计规范要求；
- (d) 顶板下敷设两根明管，影响室内美观。

4) 水平单管跨越式系统：户内采暖干管沿地面明装，或暗敷在本层地面下沟槽或垫层内，或镶嵌在踢脚板内。地面上局部过门管道，暗敷在沟槽内。系统特点：

- (a) 采用跨越管，散热器可设置恒温阀，房间温度可调；
- (b) 每组散热器上设置恒温阀和跨越管，将会使工程的造价和施工复杂程度提高；
- (c) 定流量系统，循环泵不节能。

各种户内采暖系统形式可参见图 3-4~3-8。

并联于一对共用立管上的分户采暖系统应采用相同的布置方式。

采用冬季集中供暖和夏季独立冷源相结合的分户空调系统时，应便于供暖和供冷系统之间的切换。

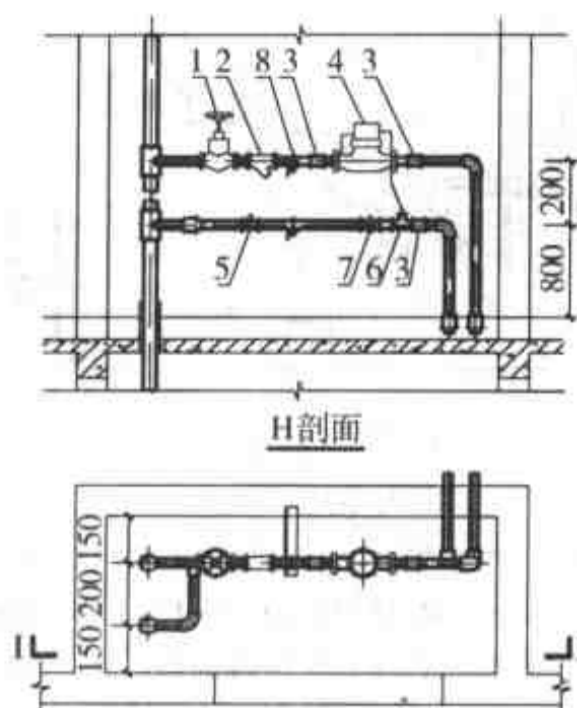


图 3-3 管道井平面图

- 1—锁闭调节阀；2—水过滤器；
- 3—管箍；4—流量传感器；
- 5—锁闭阀；6—温度传感器；
- 7—活接头；8—托架

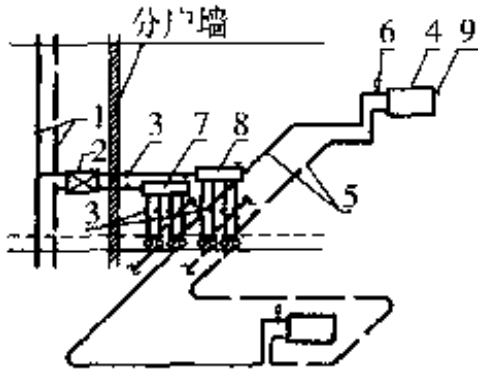


图 3-4 放射双管式  
户内系统

1—共用立管；2—入户装置；  
3—球阀；4—散热器；5—户  
内供回水管；6—散热器二通  
温控阀；7—分水器；8—集水  
器；9—散热器放气阀

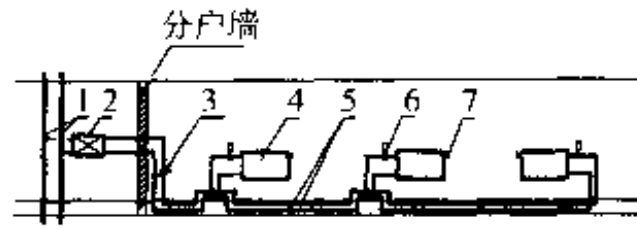


图 3-5 下供下回水平  
双管式户内系统

1—共用立管；2—入户装置；3—球阀；  
4—散热器；5—户内供回水管；6—散  
热器二通温控阀；7—散热器放气阀

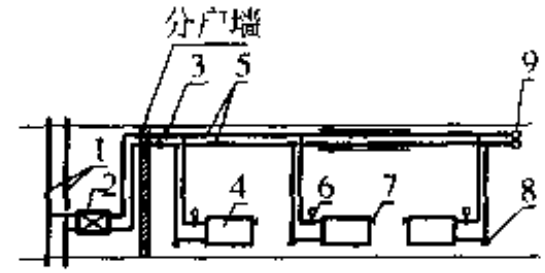


图 3-6 上供上回水平  
双管式户内系统

1—共用立管；2—入户装置；3—  
球阀；4—散热器；5—户内供回  
水管；6—散热器二通温控阀；  
7—散热器放气阀；8—泄水丝堵；  
9—自动排气阀

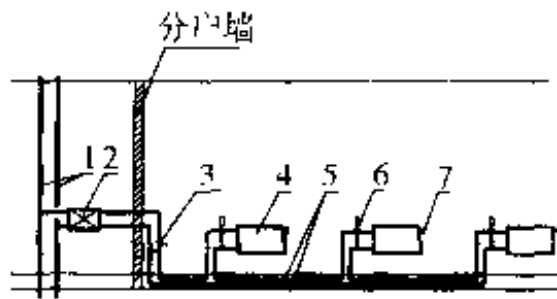


图 3-7 下供下回水平单管  
跨越式户内系统

1—共用立管；2—入户装置；3—球  
阀；4—散热器；5—户内供回水管；  
6—散热器二通温控阀；  
7—散热器放气阀

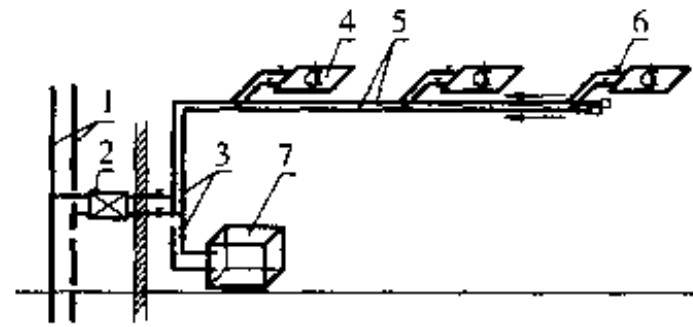


图 3-8 集中采暖与独立冷源  
结合的分户空调系统

1—共用立管；2—入户装置；3—季节切  
换阀；4—风机盘管；5—户内供回水管；  
6—球阀；7—户式风冷冷水机组  
(含循环水泵，定压装置)

### (3) 散热器配置

散热器的选型应遵循传热性能好、安全可靠、美观紧凑、便于清扫、使用寿命不低于供暖系统所用钢管寿命的原则，并应符合下列要求：

1) 宜选用铜铝或钢铝复合型、铝制或钢制内防腐型、钢管型等非铸铁类散热器；必须采用铸铁散热器时，应选用内腔无粘砂型铸铁散热器。

2) 采用热分配表计量时，所选用的散热器应具备安装热分配表的条件。

散热器的布置应确保室内温度分布均匀，并应尽可能缩短户内管系的长度。通常散热器宜布置在外墙窗台下，当布置在内墙时，应与室内设施和家具的布置协调。

散热器罩会影响散热器的散热量和恒温阀及热分配表的工作，非特殊要求，散热器不应设散热器罩。

每组散热器应设手动或自动跑风门。

散热器的散热能力应与设计供、回水温差和设计流量相对应。由于户内系统形式不同以及化学管材的使用对热媒温度提出了限制，实际的热媒温度可能不等于常规系统的 95/70℃。另外，不同系统以及不同类型的散热器受水流速大小的影响不同，这些因素在计

算散热器时都需加以考虑。

目前我国散热器的散热量性能,是在散热器与室内空气的传热温差  $64.5^{\circ}\text{C}$  的标准条件下的测试数据,表示为  $Q = A\Delta t^B$  (W),  $A$ 、 $B$  为跟散热器类型有关的常数,  $\Delta t = 64.5^{\circ}\text{C}$ 。当散热器平均水温以及室内设计温度不同时,应按本公式计算其散热量。应当强调的是,串片型散热器在试验台测试时,其散热器进出口温差仅为  $10^{\circ}\text{C}$ ,与柱型散热器的  $25^{\circ}\text{C}$  是有差别的,相应水量差一倍以上,设计时必须加以考虑,如采用两组串联以使进出水温达  $20^{\circ}\text{C}$  以上,也要按传热温差的减小来核算其实际散热量。

对双管系统而言,由于通过散热器的水量有限,散热器内水流速度很小,因流速大小造成对散热量的影响也较小,所以对常用柱型等容积型散热器可以忽略水流速的影响。对于单管串联系统,不同类型的散热器要分别考虑水流速的变化对散热量的影响。一般说来,对水容积较小的管式对流型散热器(如串片类散热器)必须注意,随着串联组数的增加,通过各散热器的水流量相应增加,水流速加大,散热量也会按一定比例增加。中国建筑科学研究院空调所进行了这方面的测试研究,测试对象为 DN20 闭式钢串片 GCB120 型散热器,实验台最小测试范围 500W 以上,测试结果为

$$Q = 1067 G^{0.047} \quad (3-2)$$

式中  $Q$ ——散热器散热量 (W);

$G$ ——流过散热器的热媒流量 (kg/h)。

如以管内流速  $0.039\text{m/s}$  ( $G = 49\text{kg/h}$ ) 为基准,当水流速度提高到  $0.9\text{m/s}$  时,散热量约可增加 15% 左右。事实上如达到管内流速  $0.9\text{m/s}$ ,则需串联 22 组,这在工程上是很难实现的。国内有些样本给出了 50、100、150kg/h 的散热量,但多数缺乏准确的测试根据。个别厂家引用国外资料,样本首先给出  $0.9\text{m/s}$  时的散热量,小于该流速时再作修正,但修正数值与国内试验数据尚有差距,主要是极低流速(流速小于  $0.039\text{m/s}$ ) 时差距较大,需作进一步的测试研究,设计者也要特别重视这些变化。

#### (4) 室温调节和控制

每组散热器的进水管上应设置恒温阀或性能可靠的手动调节阀,并根据户内采暖系统形式选择恒温阀类型。各种双管式系统,应采用高阻力的两通恒温阀。水平单管跨越式和垂直单管跨越式系统,可采用低阻力的两通恒温阀,或三通恒温阀。低温热水地板辐射供暖系统,应在每一分支环路上设手动调节阀或者远传式恒温阀。

恒温阀的感温元件类型应与散热器的安装情况相适应。不设散热器罩时,应采用内置型;设散热器罩时,应采用外置型。

选用恒温阀,应按通过恒温阀的水量和压差确定规格,恒温阀全开时的阻力不宜小于散热器环路总阻力值的 50%,两端压差应小于 30kPa。严寒地区恒温阀应具备限定最小流量的防冻功能。

当采用冬夏共用一个管道系统的户式空调系统时,空调器的温控器应具备供冷和供暖的转换功能。

#### 3.2.3.3 管道设置与安装

##### (1) 管道材质

建筑物内共用的供、回水干管,宜采用热镀锌钢管或焊接钢管;共用立管和入户分支管及户内供暖管道的明装配管,宜采用热镀锌钢管;户内垫层内的暗装管道或镶嵌在踢脚



板内的管道，宜采用化学管材。

化学管材的类型应根据散热设备材质、系统工作温度和压力、水质（含氧量）、材料供应条件、施工技术条件等因素确定，并应保证所选化学管材在不低于 ISO/10508 塑料类管材使用条件分级表中 4 级、5 级或 5A 级所对应的工作温度下，累计使用寿命不低于 50 年。管壁厚度由工程设计确定。

户内供暖系统常用的化学管材有：聚丁烯（PB）管、交联铝塑复合（XPAP）管、交联聚乙烯（PEX）管和无规共聚聚丙烯（PP-R）管等。

户内采用明装管道或者钢制散热器时，如采用化学管材，宜选用交联铝塑复合（XPAP）管或带有阻氧层的其他化学管材。化学管材的工作温度，应满足采暖系统设计水温的要求。

### (2) 管道附件

明装室内采暖管道不必保温，共用供回水干管及立管应有良好保温。

当每组散热器均设恒温阀时，其供回水支管可不再设手动控制阀门，需要检修时可关闭分户系统入口处阀门。

系统末端宜设泄水球阀，并要考虑泄水时不会造成大的影响和损害。

采暖管道安装应有坡度，设计无特殊要求时宜取 0.003，但不得小于 0.002。户内暗装管道受条件限制只能无坡敷设时，管内流速不宜小于 0.25m/s。

管道穿墙壁或楼板处，应设置塑料（或金属）套管。穿越楼板的套管，其顶部应高出地面 20mm，底部应与楼板底面相平；安装在墙面内的套管，其两端应与饰面相平。

### (3) 管道安装

1) 明装化学管道的安装应按以下程序进行：

(a) 管道按施工图进行定位，先确定固定支（吊）架位置，再按表 3-4 确定活动支（吊）架位置，然后进行支（吊）架施工；

(b) 管道安装坡度符合设计规定；

(c) 合理选择因温差变化而产生管道伸缩的补偿措施；

(d) 管道试压结束后，按设计规定对管道进行保温。

2) 管道横管及立管支（吊）架的最大间距应符合表 3-4 的规定：

明装化学管道支（吊）架最大间距

表 3-4

公称外径 $D_n$ (mm)	16	18	20	25	32	40	50	63	75
横管 (mm)	250	300	300	350	400	500	600	700	800
立管 (mm)	700	800	900	1000	1100	1300	1600	1800	2000

3) 固定支（吊）架应符合下列要求：

(a) 固定支（吊）架位置应符合设计规定，与管道的结合方式须符合设计及产品说明书的要求，且宜设在距管件、管道附件两端 100mm 处。管道系统分流处应在干管部位设固定支（吊）架。固定支（吊）架应采用钢制件；

(b) 金属支（吊）架或管卡与管道紧固部位不得损伤管壁，应加设橡胶软垫或按产品

样本规定处理；

(c) 管道穿墙体为活动支承点时，应在管道与套管之间采用软性填料填实。

#### 4) 管道补偿

(a) 化学管道因介质水温或环境温度变化引起的伸缩长度可按下式计算：

$$\Delta L = a \cdot L \cdot \Delta T$$

式中  $\Delta L$ ——管道因温度变化伸缩长度 (mm)；

$a$ ——材料线膨胀系数 [mm/(m·℃)]，一般应按产品样本查取，没有资料时可按表 3-5 选取；

$L$ ——计算管段管道长度 (mm)；

$\Delta T$ ——管道计算温差 (℃)，按管道内水温的最大计算温差变化值计算。

材料线性膨胀系数

表 3-5

管道材料	XPAP	PEX	PP-R	PB
线性膨胀系数 $a$ [mm/(m·℃)]	0.026	0.205	0.180	0.130

(b) 管道伸缩宜利用管道折弯进行补偿，悬臂端长度可按下式计算：

$$L_s = C \cdot D_e \cdot \Delta L$$

式中  $L_s$ ——悬臂端长度 (mm)；

$\Delta L$ ——管道因温度变化伸缩长度 (mm)；

$C$ ——材质系数 (根据样本查取)；

$D_e$ ——管道外径 (mm)。

(c) 明装直线管道采用补偿器进行补偿时，补偿器宜设在两固定支架中间，膨胀器的公称压力不得小于管道的公称压力。

#### 5) 管道敷设

明装管道宜采用白色管材，排列有序，布置紧凑，便于建筑装饰，不应阻挡通道或妨碍家具布置。

户内化学管道在条件可能时宜在垫层内暗埋敷设，并应注意下述问题：

(a) 宜采用放射状的暗埋敷设；

(b) 对于 PP-R 管和 PB 管除分支管连接件外，垫层内不宜设其他管件，必须设置时，管件应与管道同材质，且热熔连接；

(c) 对于不能热熔连接的 PEX 管、XPAP 管，垫层内不应设任何管件和接头；

(d) 暗敷管道应避免随意性，宜敷设在垫层预留沟槽内，用不大于 1m 间距的管卡适当固定，并处理好管道胀缩；

(e) 埋设在垫层内的管道，可采取在管道沟槽内填充水泥珍珠岩或陶粒混凝土等保温材料或在暗埋管道外加软性塑料套管等保温措施，以防地面开裂；

(f) 埋设在垫层内的管道，在用保温材料或混凝土垫层材料进行填充隐蔽和浇捣、养护过程中，应采取“充压隐蔽”；

(g) 沟槽内管顶覆盖层的厚度不应少于 10mm。暗装管道隐蔽后，应在管道敷设处设

明显标志。

嵌墙管道安装应符合下列规定：

(a) 管道应沿墙水平或垂直敷设，管道坡度应符合设计要求；

(b) 管槽断面尺寸应满足槽侧壁和槽底与管外壁的间距分别不小于 30mm 和 15mm 的要求，管槽应顺通；

(c) 管道槽内应设管卡，间距应符合表 3-4 的要求，且不应有无规则的弯曲或受卡；

(d) 管道嵌装施工结束，应进行水压试验，试验合格后方可进行土建粉刷或饰面施工；

(e) 管道经试压合格后，应用 M10 水泥砂浆窝嵌牢固；

(f) 土建嵌槽应用 M10 水泥砂浆，宜分两次进行，第一次窝嵌应超过管中心，待初硬后再嵌到与墙面相平。土建窝嵌时砂浆应密实饱满，且不得使管道移位；

(g) 嵌墙管道在墙内不得使用卡套式或卡箍式连接管件。

应尽量利用化学管材的可弯曲性，以不设或减少管道连接件。弯曲时应严格执行最小弯曲半径的要求，XPAP 管不应小于 5 倍管外径，其他化学管材不宜小于 8 倍的管外径，特殊部位可根据现场实际情况酌情处理。

#### (4) 管道防腐及保温

镀锌钢管丝扣外露处和管道外表镀锌层破坏部位及管道支吊架，应刷两道防锈底漆。室内非保温明装金属管道和支吊架等明露部件，安装完毕后应刷两道银粉。

建筑物内的共用供、回水干管和共用立管以及分户墙内户内系统接点间的管道，在系统试压和冲洗完毕后，不论设置于任何空间，均应采用高效保温材料加强保温，保温材料的导热系数宜小于  $0.04\text{W}/(\text{m}\cdot\text{℃})$ 。

#### 3.2.3.4 水力计算

建筑内共用系统和户内系统的水力计算应按建筑物采暖设计热负荷进行，不应计入户间热负荷。

确定建筑物内共用系统和户内系统的总压力损失，应在计算压力总损失的基础上增加 10%。最不利环路与其他并联环路的不平衡率，均不应大于 15%。当条件所限不能达到时，应设置必要的调节装置。

采暖系统共用立管的自然循环附加压力应进入水力平衡计算，其值可取设计供、回水温度下附加压力值的  $1/2 \sim 2/3$ 。下供下回式共用立管的沿程平均比摩阻宜为  $30 \sim 60\text{Pa}/\text{m}$ 。

户内系统包括锁闭调节阀（调节阀）和户用热量表在内的计算压力损失，宜控制在  $15 \sim 30\text{kPa}$  范围内。

各种阀门、热量表、恒温阀的水力损失值，应根据实际设计流量在产品样本上查取，不应直接套用额定流量下的水力损失数据。化学管材的水力损失数据，应采用化学管材供应商提供的数据，当无数据时，可采用《建筑给排水设计手册》（姜文源主编，中国建筑工业出版社）中的化学管材的水力损失数据，并加以温度和壁厚修正。

分户热计量系统室外部分即二次热网的水力计算，与常规系统相同。其最不利环路管径，宜采用经济比摩阻，一般情况下二次热力管网最不利环路比摩阻宜取  $60 \sim 80\text{Pa}/\text{m}$ 。与最不利环路并联的其他环路热力管道的管径，应按允许压力降根据水力平衡的原则确定，

其比摩阻一般情况下不宜大于 300Pa/m。经计算与最不利环路无法实现水力平衡且相差较大时，应在各并联环路上设静态平衡装置（如手动平衡阀）。

二次热力管网在建筑物热力入口前的资用压差应根据该建筑物内总压力损失确定。当设计二次热力管网尚无法获得建筑物内采暖系统总压力损失时，资用压差宜为 40 ~ 50kPa。

在连接外网的热力入口中，应设置保证系统水力稳定的装置。在以常规采暖系统为主的热网中，每个热用户入口可以采用的流量调节装置有减压孔板、手动调节阀、平衡阀、流量控制阀等。其中减压孔板易磨损、无法调节、精确度差，应用已较少；平衡阀属于手动调节阀的一种，具有开度指示、开度锁定以及测压小阀等装置，管网平衡调试十分方便，应用较为普遍；流量控制阀又称做自力式流量控制器，以控制流量为主，可以不借助外界能源自力地动作，根据系统工况（压差）变化而改变阻力系数，自动锁定流经阀门的水量。几种装置共同的特点是适用于以静平衡为主的定流量系统中。采用分户计量的采暖系统由于用户的主动调节，整个采暖系统已形成变流量系统，系统的平衡为一个动态平衡过程，前述几种装置已不适用，尤其是定流量阀。若一个以分户计量为主的热网采用了定流量阀，在变流量工况下，有利环路的流量仍然维持设计流量，超过此时的部分负荷需求，不利环路的定流量阀全开，但流量仍达不到需求，产生水力失调。采用平衡阀，若热网用户均是分户计量的住宅，每栋楼的调节状态可以认为基本一致，对于外网来说流量变化是同步的，这种情况与常规热网量调节效果一致，按设计流量调节的每个热用户的平衡阀此时能够将新的水量按照设计比例平衡地分配，各个支路的流量同时按比例增减，基本能满足当前状态下的流量需求。但当热网用户不全是住宅，或住宅不全采用分户计量时，普通平衡阀则很难达到系统的平衡，此时较好的办法是采用自力式压差控制阀。与自力式流量控制阀类似，压差控制器可以维持用户压差恒定，从而实现系统的水力稳定。压差控制器一般设在回水管上，前设过滤器，流量计也设在回水管上。

#### 3.2.3.5 高层住宅

高层住宅分户计量采暖系统仍采用共用立管分户独立采暖系统，每副共用供回水立管每层连接的户数不宜大于三户，当每层户数较多时，应增加共用立管数量或采用分集水器连接。

分户计量采暖系统的竖向分区原则上与常规采暖系统一致，即竖向不超过 50m，对钢制、铜铝复合型或钢铝复合型等工作压力较高的散热器，采取一定措施可以突破该分区限制。当每户采用独立换热机组时，只要换热器承压足够，分区的建筑高度还可加大。

因高层住宅封闭性强，住户复杂，热表应尽量出户，土建应预留足够的管井空间。

### 3.3 单户独立式采暖系统

由于以下因素，采用单户热源的独立式采暖系统得到发展：

(1) 随着人们对居住质量要求的提高，我国以长江流域为主的夏热冬冷非采暖地区冬季提出了采暖需要。

(2) 大量远离城市中心、集中供热达不到的别墅区、高级住宅区的兴建，必然要求有新的采暖方式。

(3) 房地产业的发展，开发商为了降低投资，简化建设程序和物业管理，不设置区域锅炉房和供热管网，将供热的问题转化为供气、供电问题，自然回避了集中供热引起的失调问题、热计量问题、拖欠热费问题等。

(4) 某些地区能源结构的改变以及环保政策的限制。电力供应紧张局面趋于缓和甚至相对过剩，管道煤气、天然气得到普及，气源有了保证，燃油的使用也更加便利，使得单一的以燃煤作为采暖热源的格局已经改变。尤其是出于环境保护的需要，许多地区都划出了禁止燃煤的区域，同时出台了一些鼓励用电或天然气的政策。

(5) 居住者对于热舒适要求的提高。许多地区集中供热的效果得不到人们的满意，促使人们寻找新的采暖方式。而且由于在调节和控制方面的优势，用电或气的独立采暖有时可以得到比使用集中供热更少的运行费用。

(6) 适于单户独立式采暖的新设备不断推出。

### 3.3.1 家用换热机组

我国住宅采暖过去一直以粗笨重的铸铁散热器为主，而外形美观、重量轻、承压高的钢制、铝（合金）制散热器难以大力推广，其中一个主要原因是国内采暖热媒水的水质难以控制。我国现行的钢制散热器标准要求热媒水的含氧量 $\leq 0.05\text{mg/L}$ ，热水锅炉水质要求为 $0.1\text{mg/L}$ ，这些要求在现有供热系统中很少得到保证。由于管道漏损、用户偷热，使得补水量过大，加之除氧设施不完善，含氧量得不到控制，使得钢制散热器氧腐蚀严重。

此外，热水锅炉水质要求 pH 为 10~12，而铝合金散热器喜酸怕碱，适宜的 pH 值为 5~8.5，当水质 pH 达到 12 时会迅速腐蚀，这就极大地限制了它的使用。只有在二次换热的供热系统中，由于换热器的水质要求为 pH=8.5，当水质管理和运行稳定可靠时，才可安全使用一般的铝合金散热器。当然，对于有可靠内防腐处理的钢、铝散热器可以扩大使用范围。

目前越来越多的住宅设置了集中热水供应系统，热水供应的热源以单独的热水锅炉或在供热锅炉房内设置独立的换热系统为多，也有设置集中供热但未设置热水供应的用户自行制造简易换热器供应洗浴用水。因此，利用集中供热的热源，兼顾生活热水供应，满足居民冬季洗浴要求，便成为采暖设计需要考虑的问题。但在以常规采暖为主的供热系统中，该方案既有系统设计上的困难，也不是供热部门所希望发生的。分户计量的施行，既为该方案提供了实施条件，又可为供热部分带来更大的经济效益。

在分户计量系统中，每户设置一套独立的换热机组，户内系统与热网隔绝，可大大降低热网补水量；户内系统自备热媒水，水质自然容易保证；散热器承压极低，可以采用如塑料散热器等耐压很低的散热器，大大降低工程造价，提高采暖系统安全性。换热器既可以是单独的采暖换热器，也可以与卫生热水换热合成一体。采暖换热系统宜为开式无压系统，设管道循环泵供水。卫生热水换热器可为承压即热式，靠自来水供水，不再设泵；也可做成无压容积式，根据换热器设置高度，可以设泵或不设泵。几种不同系统的流程图如图 3-9~3-12。换热器宜采用高效的板式、螺旋板式、铜管换热器。换热器可以与热计量设备组合到一起，成为一个换热计量机组，便于用户选用。

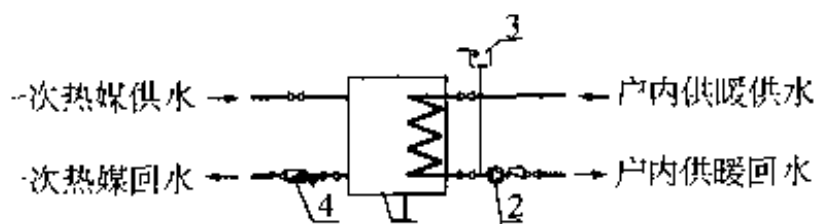


图 3-9 单独供暖换热器示意图

1—换热器；2—循环泵；3—膨胀水箱；4—计量表

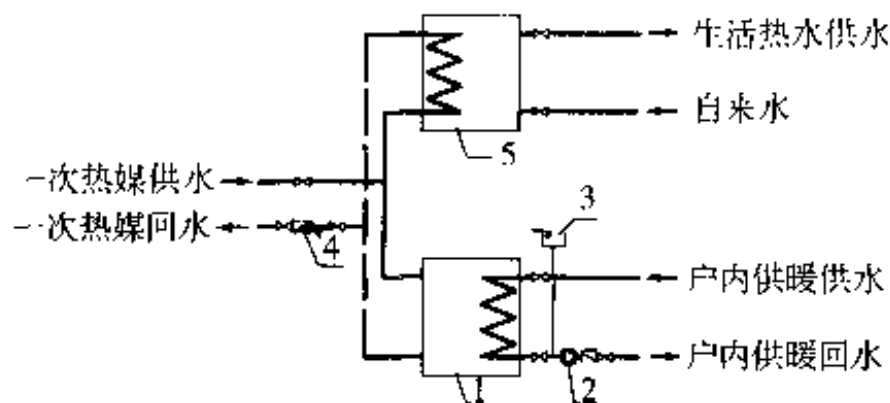


图 3-10 供暖换热器与即热式生活热水换热器示意图

1—供暖换热器；2—循环泵；3—膨胀水箱；4—计量表；5—热水换热器

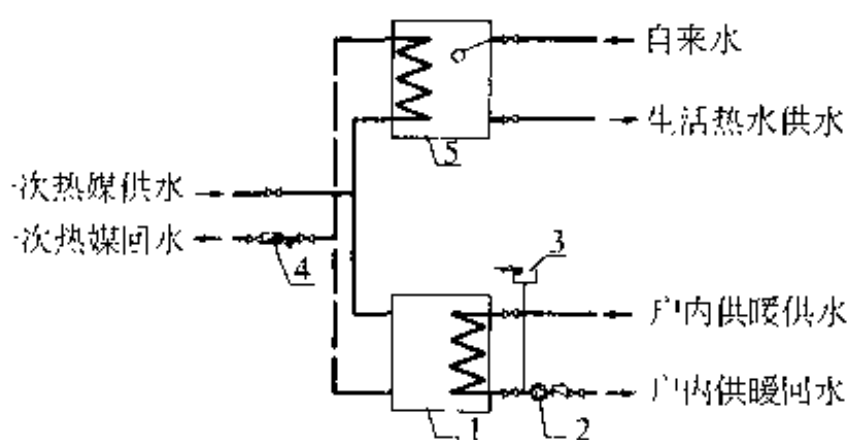


图 3-11 供暖换热器与容积式生活热水换热器高位安装示意图

1—供暖换热器；2—循环泵；3—膨胀水箱；4—计量表；5—热水换热器

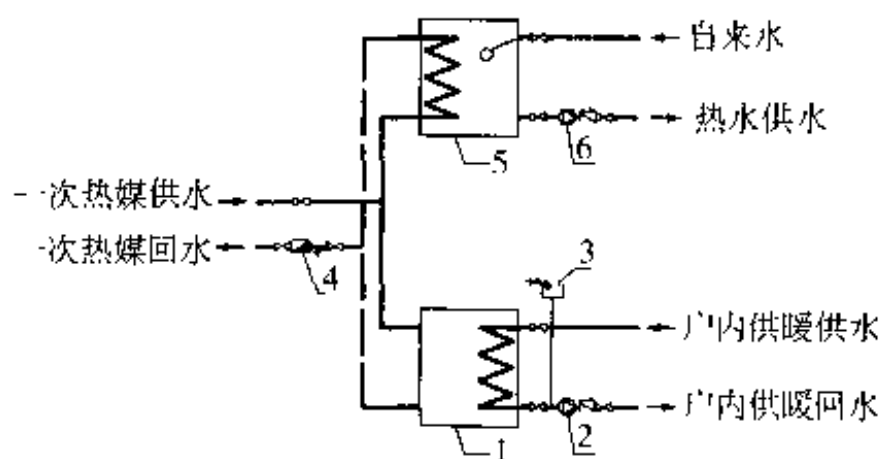


图 3-12 供暖换热器与容积式生活热水换热器低位安装示意图

1—供暖换热器；2—循环泵；3—膨胀水箱；4—计量表；5—热水换热器；6—热水给水泵

### 3.3.2 家用热水采暖炉

以烟煤、蜂窝煤为燃料的热水采暖炉作为热源的家用水采暖装置（俗称土暖气）曾是我国集中供热普及以前城镇居民主要的取暖方式之一，随着人民生活水平的提高，土暖气逐渐从大城市向小城镇、乡村转移，替代它的是以油、气为燃料、配以先进的控制技术的采暖炉。与土暖气相比，燃油、气热水采暖炉不仅体积大大减小，室内、外污染大大减轻，而且由于燃油气炉升温迅速、控制方便，在经济性上与集中供热相比也有较好的可比性，因而在部分地区和工程中得到推广应用。

这一方式也存在以下缺点：

(1) 一户一炉的低标高、多点烟气排放，仍然不利于城市空气环境控制。燃油排放物与燃煤相比，除了含尘量大为降低，其他污染物如  $\text{SO}_2$ 、 $\text{NO}_x$  等反而增高。从这个角度，燃气较为有利。

(2) 如以油为燃料时，会增加用户购油、贮油的负担。

(3) 一户一炉的安全性没有集中供热高，并且国产炉的稳定性、质量和可靠性也需进一步提高。

以轻柴油为主要燃料的热水采暖炉体积略大，一般立式安装。以燃气为主要燃料的采

暖炉体积较小，一般采用壁挂式安装。

过去的家用热水采暖装置多采用自然循环，这既是为了节省投资，也是由于当时选配不到合适的小型循环水泵。为了提供采暖系统正常循环所必需的作用压头，散热设备的散热中心必须高于炉子加热中心。这在住宅层高只有 2.8m 左右的情况下，难以布置，也很不美观。自然循环管内水流速很低，管径较大。目前燃油、气热水采暖炉均采用了机械循环，有的设备自带循环泵，有的需要用户配置。在采暖的定压方式上，有的自带内置闭式膨胀水箱，有的需由用户配置高位膨胀水箱。

燃油、气热水采暖炉自控程度高，既可以作为单独的采暖热源，也可作为采暖和生活热水两用的热源。

家用热水采暖炉应具有如下安全保护措施：

(1) 防过热安全保护装置：当炉内水温超过 95℃（采暖系统使用塑料管时，应根据塑料管耐温情况确定炉温）时，应能自动停止燃烧并切断电源，同时发出声光报警信号。

(2) 防低水位安全装置：当炉内水位低于限定水位时，应能自动停止运行，同时发出声、光报警信号。

(3) 风压控制安全装置：自动检查风压，当风压超标时，油、气源将被切断，停止燃烧。

(4) 防过压装置：当炉内水压超过最大工作压力时，安全阀自动开启泄压（开式膨胀水箱系统不需装安全阀）。

(5) 防冻安全装置：当炉内水温低于 5℃，将自动点火，防止冬季家中无人时炉体及系统被冻坏。为安全起见，冬季长期家中无人时，还是以放水防冻为宜。

(6) 防温度传感器失灵装置：当温度传感器失灵时，自动切断气源，停止燃烧，同时发声光报警。

(7) 熄火安全保护装置：熄火应能自动切断气源。

(8) 燃油炉油量指示装置：指示油箱内剩余油量，并在油量不足时发出警报。

家用燃油、气热水采暖炉的安装应注意以下问题：

(1) 禁止使用直排式燃气炉；使用半密闭自然排气式燃具，即使室内有良好的通风条件，由于易出现倒烟现象，也不宜在室内安装，在敞开的阳台、走廊上安装应采取防冻措施；密闭式家用燃气炉，可以安装在厨房、厕所、封闭阳台或专用锅炉间内。

(2) 燃油、气的热水采暖炉与以可燃材料、难燃材料装修的建筑物间的距离不得小于表 3-6 中的数值。

表 3-6

种 类	间 隔 距 离 (mm)			
	上 方	侧 方	后 方	前 方
密闭自然对流式	600	45	45	45
密闭强制对流式	45	45	45	600

(3) 排气筒、排气管、给排气管与可燃、难燃材料装修的建筑物的安装距离应符合表

3-7的规定。

表 3-7

烟气温度		260℃及其以上	260℃以下	
部 位		排气筒、排气管		给、排气管
开放部位	无隔热	150mm 以上	$D/2$ 以上	0mm 以上
	有隔热	有 100mm 以上隔热层 取 0mm 以上安装	有 20mm 以上隔热层 取 0mm 以上安装	20mm 以上
隐蔽部位		有 100mm 以上隔热层 取 0mm 以上安装	有 20mm 以上隔热层 取 0mm 以上安装	20mm 以上
穿越部位措施		应有下述措施之一： (1) 150mm 以上的空间 (2) 150mm 以上的铁制保护板 (3) 100mm 以上的非金属不燃材料保护板（混凝土制）	应有下述措施之一： (1) $D/2$ 以上的空间 (2) $1/2$ 以上的铁制保护板 (3) 20mm 以上的非金属不燃材料卷制或缠绕	0mm 以上

(4) 采暖炉的排烟道及多户共用的主烟道应进行合理的处理，既保证排气畅通，又要防止倒烟。有条件时应保证主烟道处于负压状态（屋顶加装屋顶风机），无此条件时按自然排烟的烟道进行设计。

(5) 设置采暖器具的房间应有良好的通风措施。

### 3.4 采暖设备

#### 3.4.1 散热器

##### 3.4.1.1 住宅散热器选用原则

住宅散热器总的要求，可归结为八个字“安全可靠、轻、薄、美、新”。即在安全可靠的前提下，要求轻、薄、美、新。安全可靠包括热工性能的先进及使用安全可靠、不漏水、寿命长两大方面。具体来说有以下几个方面：

##### (1) 安全原则

散热器热工性能先进，并长期稳定；耐压应能满足采暖系统工作压力的要求，保证在长期运行过程中安全可靠；散热器接口严密，漏水可能性小；外观无划伤或碰伤人体的尖锐棱角等。

##### (2) 经久耐用原则

住宅散热器一旦破损、爆裂，对住户影响很大，而且检修不方便，因此应将有效使用寿命作为衡量住宅散热器优劣的一个主要指标，住宅规范要求其使用寿命不应低于钢管。

##### (3) 装饰协调原则

住户在进行室内装修时，因散热器影响美观，设置暖气罩而影响了散热效果。在散热器形式趋于多样化后，应优先选用造型紧凑、美观、便于清扫的形式。



#### (4) 经济原则

住宅商品化使得住宅投资都转嫁到住户头上，因此应尽可能减少投资才能为广大住户接受。

#### (5) 水质适应性

pH 值大于 8.5 的强碱性热媒水，不宜选用无可靠内防腐处理的铝制散热器；热媒水含氧量无法保证及失水量过大时，不宜选用无可靠内防腐处理的钢制柱型、板型、扁管型散热器；有可靠的内防腐处理的各种铝制、钢制散热器，可以用于符合锅炉水质要求的系统；铸铁散热器内腔粘砂不能清除干净时不宜选用。

#### 3.4.1.2 几种住宅常用散热器

##### (1) 铸铁散热器

有二柱型、四柱型、细柱型、菱形柱型、柱翼型（辐射对流型）等，工作压力普通型为 0.5MPa，稀土灰铸铁为 0.8MPa。防腐性好，使用寿命长，价格低廉。但要注意内腔粘砂对其他设备的影响，并且金属热强度应  $\geq 0.34 \text{W}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})$ 。图 3-13 为河北春风散热器厂生产的内腔无粘砂卉艺型散热器。

##### (2) 钢制散热器

钢板柱型散热器同钢制板型散热器（其板厚均不大于 1.5mm）对水质要求较严，防腐性能差，但目前一些采用较好的内防腐处理技术的产品，耐蚀性能已大为改进。以钢管（壁厚大于 2.5mm）作为水流通道的钢铝复合型散热器寿命较长，承压达 1.0MPa，可以放心使用。

##### (3) 串片式散热器

无罩的钢串片式散热器易碰伤、划伤人体，不适于住宅使用。带面罩的对流散热器如热上美基板式散热器，装饰性较好，抗腐蚀能力强，对水的含氧量及 pH 值无严格的限制，承压高，造价略高于普通钢制散热器，可在住宅中使用。但选用时应注意水流速度对散热量的影响。

##### (4) 铝合金散热器

一般的铝合金散热器造型美观，重量轻，但怕碱腐蚀，只能用于水的 pH 值低于 8.5 的系统。而有可靠的内防腐处理的铝制散热器则可用于水的  $\text{pH} \leq 12$  的系统。以钢管或铜管为内芯、外层套铝合金翼的钢铝、铜铝复合散热器，结合了钢管、铜管高承压、耐腐蚀和铝合金外表美观、散热效果好的优点，是住宅建筑理想的散热器替代产品。

##### (5) 塑料散热器

采用家用采暖炉或家用换热机组的单户独立采暖系统，具有低温、低压的特点，为塑料散热器的采用提供了良好的条件。塑料散热器的基本构造有竖式（水道竖直设置）和横式两大类。其单位散热面积的散热量约比同类型钢制散热器低 20% 上下。目前我国尚处研制开发阶段。

##### (6) 卫生间专用散热器

目前我国已生产的卫生间专用散热器，花样繁多，除散热外，兼顾装饰及烘干毛巾等功能，材质有钢管、不锈钢管、铝合金管等多种。

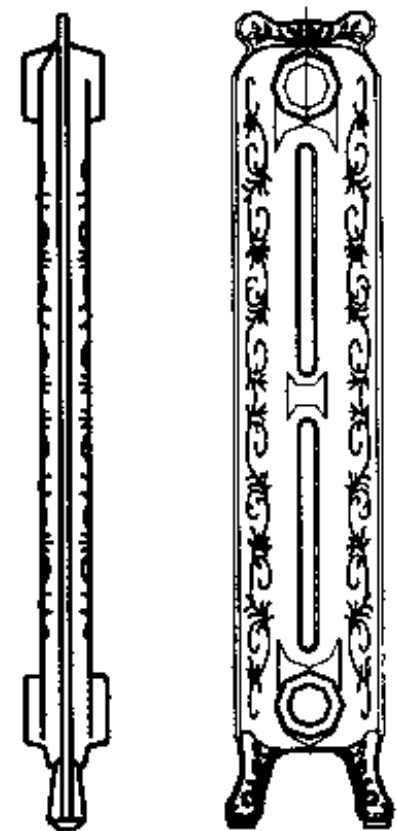


图 3-13 卉艺型散热器

### 3.4.2 家用采暖炉

图 3-14 及表 3-8 为某品牌家用不锈钢燃油炉外观及性能表。

表 3-8

技 术 参 数								
型 号	标 准 型					洗浴专用	中 型	
	132ST	172ST	203ST	253ST	353ST	253TG	535 (G) R	735 (G) R
采暖输出功率 (kW)	15.1	19.7	23.2	29.1	40.7		58.1	81.4
热水输出功率 (kW)	15.1	19.7	23.2	29.1	40.7	29.1	58.1	81.4
用 途	取暖及洗浴兼用					洗浴专用	热水, 供暖	
使用燃料	煤油、柴油					煤油、柴油	柴油、天然气、LP	
供暖面积 (m <sup>2</sup> )	86	112	121	165	232		333	467
最高使用压力 (MPa)	0.1					0.1	0.35	0.35
燃料消耗量	2.0	2.3	3.0	3.4	4.8	3.4		
热效率 (%)	88		90	90	90	90	90	90
使用电源 (V/Hz)	220/50							
耗电量 (W)	50		65	74	68	68	100	180
外形尺寸 (W×L×H (mm))	320×606×740		320×632 ×855	350×550×855				
重量 (kg)	40		45	48	48	48	100	113
取暖出入口 (A)	25						40	
热水出入口 (A)	15					25	25	20
排气管径 (mm)	供气: 60 排气: 75		供气: 70 排气: 75		供气: 60 排气: 75		125	



图 3-14



图 3-15

图 3-15 及表 3-9 为某燃气采暖炉 (密封强制给排气) 外观图及性能表。

表 3-9

技 术 参 数									
型 号	开 放 型				密 闭 型				
	100GO	130GO	160GO	200GO	161GO	201GO	251GO	301GO	
采暖输出功率 (kW)	11.6	15.1	18.6	23.2	18.6	23.2	29.1	34.9	
热水输出功率 (kW)	11.6	15.1	18.6	23.2	18.6	23.2	29.1	34.9	
用 途	取暖及供热水								
燃气种类	液化石油气、天然气								
供暖面积 (m <sup>2</sup> )	70	86	106	132	106	132	165	198	
最高使用温度 (°C)	80								
供暖最高使用压力(MPa)	0.1				0.3				
热水供应能力 (l/min)	t = 25°C	6.6	8.6	10.6	13.3	10.6	13.3	16.6	20.0
	t = 40°C	4.2	5.4	6.6	8.3	6.6	8.3	10.4	12.5
燃气消耗量	液化气 (kg/h)	1.08	1.33	1.62	2.00	1.62	2.00	2.50	3.00
	天然气 (kW)	15.1	18.6	22.6	27.9	22.6	27.9	33.7	40.4
燃气使用压力 (mmH <sub>2</sub> O)	石油液化气: 280 + / - 50				天然气 200 + 50, - 100				
热效率 (%)	84	84	85	86	85	86	85	85	
使用电源 (V/Hz)	220/50								
耗电量 (W)	130		140		130	140	130		
外形尺寸(W×L×H(mm))	470×220×695						540×339×830		
重量 (kg)	27	28	29	30	29	30	46		
配管	供暖(A)	20							
	供热水(A)	15							
	燃气(A)	15							
供排气管径 (mm)	供气: 70				排气: 75				

### 3.4.3 家用换热机组

这是一种将采暖换热、热计量及控制、户内水循环、温度显示等综合一体的专用设备。

### 3.4.4 电热采暖设备

单纯的电热采暖方式是高品质能源的低位利用,属于不合理用能,不应推广。但在某些特殊场合,采用电采暖,可以充分发挥其方便、灵活等特点,较其他采暖方式更具优势。除了采用家用电热锅炉,利用散热器或低温热水地板辐射采暖,同时可以兼供卫生热水的方式外,最常见的电热采暖方式是各种电热辐射供暖,主要有:

#### (1) 电热膜

如美国凯乐瑞克的低温辐射电热膜供暖系统。该系统以电热膜为加热体,配以独立的恒温控制器组成。电热膜是采用可导电的油墨印制在柔软的聚酯薄膜之上而形成的电阻式加热片,可安装在顶棚上、墙壁中、地板下的绝热层和装饰板之间。

#### (2) 加热电缆

如 DEVI 公司柔韧加热电缆线,法国泰克尼百公司的尼沃电缆。以尼沃电缆为例,适

于中国国情的 TASH 系列主要参数为：电压 220V，功率 20W/m、30W/m。加热电缆的使用范围非常广泛，除可作为民用建筑的辐射供暖，还可用做蔬菜水果仓库等的恒温、农业大棚、花房内的土壤加温、草坪加热、机场跑道、路面除冰、管道伴热等。

### (3) 半导体电热带

以法国泰克尼百公司的尼沃半导体带为代表，其各种安装方式如图 3-16~3-18。

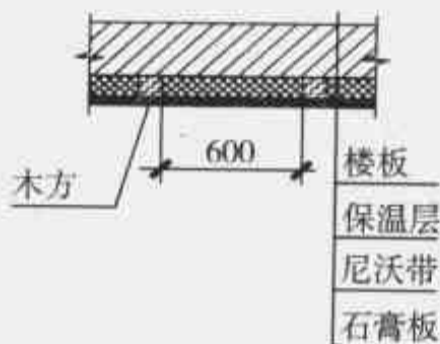


图 3-16 尼沃带顶棚安装示意图

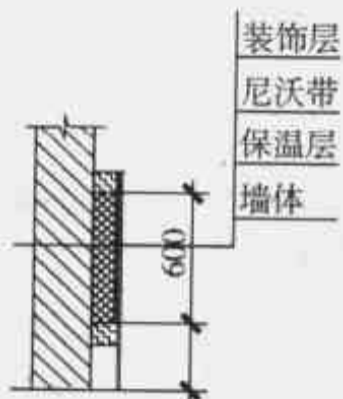


图 3-17 尼沃带墙裙安装示意图

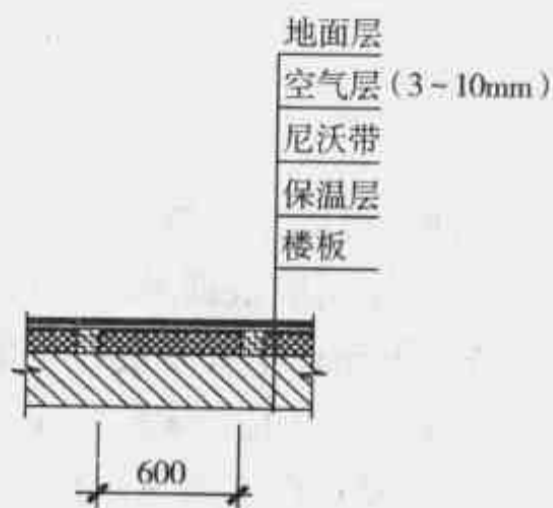


图 3-18 尼沃带地板安装示意图

### (4) 电热板

国内已有定型产品，由纯电阻电路构成的电热元件与特制的材料组成固定的电热板，使用时配以温控器，可以顶棚安装、地板安装、墙壁或墙裙安装、蓄热式地下敷设安装等。

目前，一种利用夜间谷段电力的相变蓄热采暖设备正在研制中，随着峰谷电价的进一步拉大及蓄热器本身成本的降低，采用电蓄热采暖，可使电热采暖这一不合理用能方式变得合理起来。

## 3.4.5 采暖控制及计量设备

### 3.4.5.1 恒温阀

#### (1) 构造及原理

散热器恒温阀（也称恒温控制阀、自力式温控阀）是实现采暖房间温度控制和采暖系统节能的重要手段。形式有直通阀、角阀、三通阀，由控制阀和调温器两部分组成，如图 3-19 所示。

温控器的核心部件是温度传感器单元，它由一个充满特殊液体并内置有浸没式波纹管的密闭金属容器以及一个整体压下杆组成。温度的变化使得液体体积产生变化从而浸没式波纹管长度也随之变化，因此带动压下杆关闭或开启阀门。

恒温阀属于比例式控制器，即根据室温与恒温器设定值的偏差，比例地、平稳地打开或关闭阀门。相应于恒温阀从全开到全关位置的室温变化范围称之为恒温阀的比例带。通常比例带为 0.5~2.0℃。

#### (2) 恒温阀选择

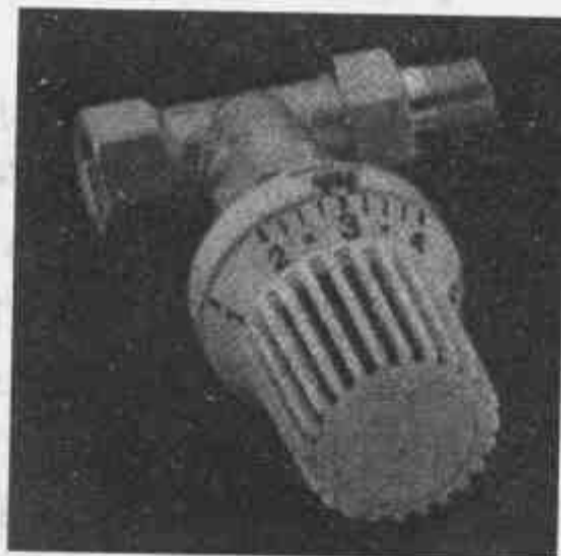


图 3-19 散热器恒温阀

恒温阀有如图 3-20 所示的几种应用形式。

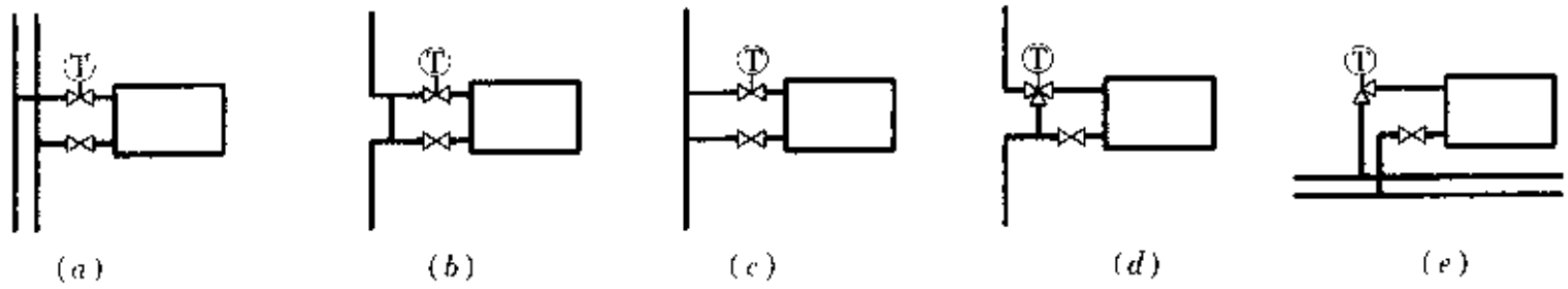


图 3-20 温控阀应用

选择恒温阀应注意：

1) 恒温阀应根据采暖系统形式合理选用。一般来说，双管系统（水平、垂直）应采用直通高阻阀；单管系统设于供水支管时应采用直通低阻阀、设于三通处应采用三通低阻阀；楼层数较多的双管系统应采用带有预设定的恒温阀。

2) 恒温阀的比例带表征了恒温阀的调节精度，比例带选择过小，调节精度高，但容易造成阀门频繁动作，形成振荡，影响使用寿命；比例带过大，控制的稳定性提高，但控制精度降低。目前我国还没有这方面的规定，欧洲的恒温阀标准采用 2K 温差，可作为设计参考。

应按通过恒温阀的流量和压差选择恒温阀规格。但由于散热器支管管径都较小，一般可按接管公称直径选择恒温阀口径，然后校核计算通过恒温阀的压力降。此时用到阀门的阻力系数  $K_v$  值。 $K_v$  值是用来表征阀门流通能力的重要参数，定义为：当阀门两端的压差为 1bar 时，通过该阀门的流量 ( $m^3/h$ )。表示为：

$$K_v = G / \sqrt{\Delta p} \quad (3-3)$$

式中  $G$ ——流经恒温阀的热媒流量 ( $kg/h$ )；

$\Delta p$ ——流经恒温阀的压力损失 (Pa)。

阀门从关闭到全开，阀芯在不同位置时，其  $K_v$  值是变化的。当阀门全开时  $K_v$  值表示为  $K_{v0}$ 。恒温阀厂家应提供  $K_v$  值或  $K_{v0}$  值，用于计算流经阀门的压力降。一般全开时恒温阀两侧压力降不超过 0.02MPa。

3) 恒温阀温度调节范围可从关闭点 ( $0^\circ C$ ) 或防冻保护点 ( $6^\circ C$  或  $7^\circ C$ ) 开始，应具体分析选用。严寒地区，当全关有可能冻坏设备或管道时，要求恒温阀必须具备防冻保护功能，但这时用户无法进行检修关断，所以应在系统上考虑增加检修阀门。当有的地区关闭局部散热器不会引起设备冻坏时，也可选择完全关闭型。

4) 垂直双管系统应尽可能通过水力计算由管道系统解决垂直失调问题，利用恒温阀解决垂直失调可能导致阀门压差过大，产生噪声。当利用具有预调节功能的恒温阀通过预调节解决垂直失调时，则应注意，由于阀孔减小，会对水质的要求更高。如水质不能保证，阀门极易堵塞失效。

### (3) 恒温阀安装

恒温阀安装时应注意：

首先，应正确安装恒温阀阀体，以使调温器处于水平位置。恒温阀水平安装一是为了防止管道、阀体表面散热影响恒温阀及时正确地动作；二是防止重力作用对恒温阀感温介

质的影响。

恒温阀的温包应能正确感受房间内空气的温度，不被暖气罩、落地窗帘、家具等遮挡，否则，应采用带远程温感器或带遥控调节的调温器，并注意其毛细管不能弯折压扁。

恒温阀阀体安装应注意水流方向。阀体安装完毕先用一个螺丝帽罩保护起来，并通过它来操作阀门，直到交付用户使用才可安装调温器。安装调温器时，应先将手轮设置在最大开启位置，调温器安装在阀体上应使标记位置朝上。恒温阀安装时应确保调温器处于水平位置。

恒温阀安装前应对管道和散热器进行彻底的清洗。热力入口必须安装过滤器，并要及时清理保持畅通。

恒温阀安装位置应远离高温物体表面。

#### 3.4.5.2 水力控制阀

##### (1) 平衡阀

平衡阀是一种手动调节阀，具备流量测量、流量设定、关断、泄水等功能。平衡阀的流量测定是通过阀体上的两个测压小孔利用专用智能仪表进行的，使用时必须已知流经该平衡阀的设计流量。平衡阀可以安装在供水管路，也可以安装在回水管路，为了避免平衡阀的节流作用，一般安装在回水管路上。平衡阀前后应各有5倍和2倍管径长的直管段，若平衡阀装设在水泵的出口管路上，水泵与平衡阀之间应有10倍管径的直管段。

平衡阀的选用，应根据所要求的流量及应该消耗的压差计算阀门的流量系数（公式3-3），然后查各种型号平衡阀的 $K_v$ 曲线，按开度60%~90%确定平衡阀的口径。一般所选平衡阀的口径小于接管公称直径，不宜直接按管径选取。

##### (2) 流量调节器

也叫定流量阀、自力式流量控制器、流量限制器等，是无需外加能量即可工作的比例调节器，可使系统流量值在一定范围内保持恒定。通过手动调节可使阀门流量至设计流量，当阀前后压差偏离设计值，阀门自动调节机构可移动阀锥而使阀前后压差趋于恒定，从而保持流量不变。该压差不得小于阀门所需最小压差。

定流量阀有三种不同结构形式，一是内置定流量元件，二是膜盒膜片压力感应元件，三是双座阀形式。

定流量阀安装选用与平衡阀相同，必须已知设计流量值。

##### (3) 压差调节器

压差调节器是以控制系统压差恒定为目的的自力式比例调节器，当系统压差升高时，阀芯关小，反之，则阀芯开大。调节器可以使超量的压差减小，直至达到预设定值。压差调节器需安装在回水管路上，调节器压力感应元件须与毛细管相连并通过毛细管与进水管相连，毛细管不可安装在进水管底部，并避免粉尘微粒堵塞毛细管。调节器安装之前，必须将管网清洗干净，并在阀前安装过滤器。

阀门选择与平衡阀类似，必须已知设计流量及压差。

#### 3.4.5.3 热计量仪表

##### (1) 热能表

如3.2.1节所述，热能表是通过测量水流量及供、回水温度并经运算和累计得出某一系统的热量。因此，热能表包括流量传感器（即流量计）、供回水温度传感器、热表计算

器（也称积分仪）。热能表种类根据所计量介质的温度，分为热量表和冷热计量表；根据流量测量元件不同，分为机械式、超声波式、电磁式等，机械式又有单流束机芯和多流束机芯；根据热能表各部分的组合方式，分为流量传感器和计算器分开安装的分体式和组合安装的紧凑式以及计算器、流量传感器、供回水温度传感器均组合在一起的一体式。

图 3-21 是 Hydrometer 公司一款机械式多流束型热能表，图 3-22 是其外形尺寸图，表 3-10 是其技术参数表，图 3-23 是其流量计阻力曲线。

热量表外形尺寸及技术参数

表 3-10

公称流量 $Q_n$	0.6 (m <sup>3</sup> /h)	1.5 (m <sup>3</sup> /h)	2.5 (m <sup>3</sup> /h)
DN (mm)	15	15	20
AGZ	3/4"	3/4"	1"
AGV	1/2"	1/2"	3/4"
L	110	110	130
L1	190	190	228
最小流量	0.012m <sup>3</sup> /h	0.030m <sup>3</sup> /h	0.050m <sup>3</sup> /h
最大流量	1.2m <sup>3</sup> /h	3.0m <sup>3</sup> /h	5.0m <sup>3</sup> /h
始动流量	2L/h	2L/h	4L/h



图 3-21 某热能表

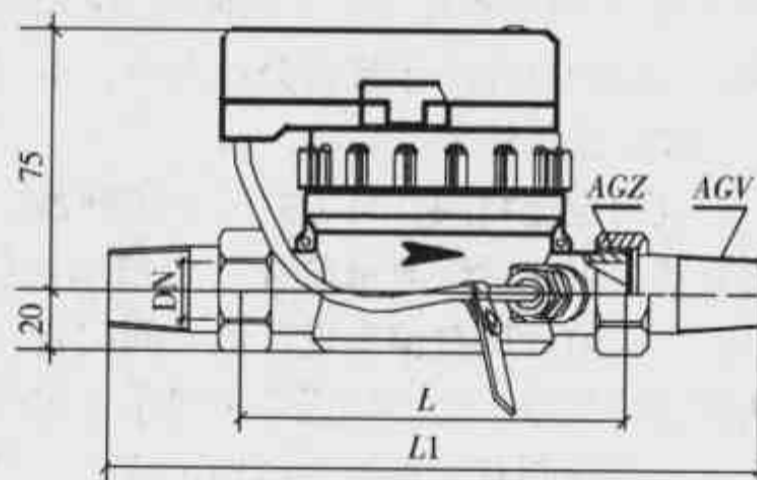


图 3-22 多流束标准机芯式热量表外形图

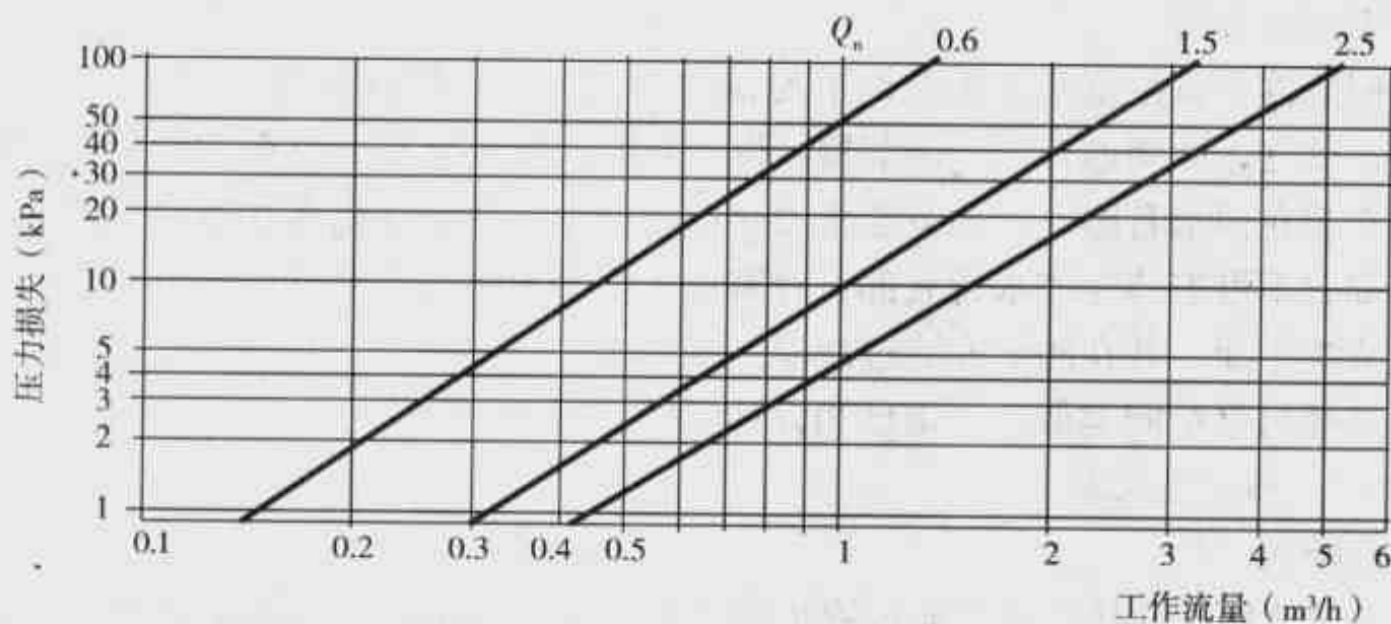


图 3-23 多流束热量表压力损失曲线

图 3-24 是 Kamstrup 公司一款紧凑型超声波式热能表, 图 3-25 是其外形尺寸图, 表 3-11 是其技术参数表。



图 3-24 某热能表

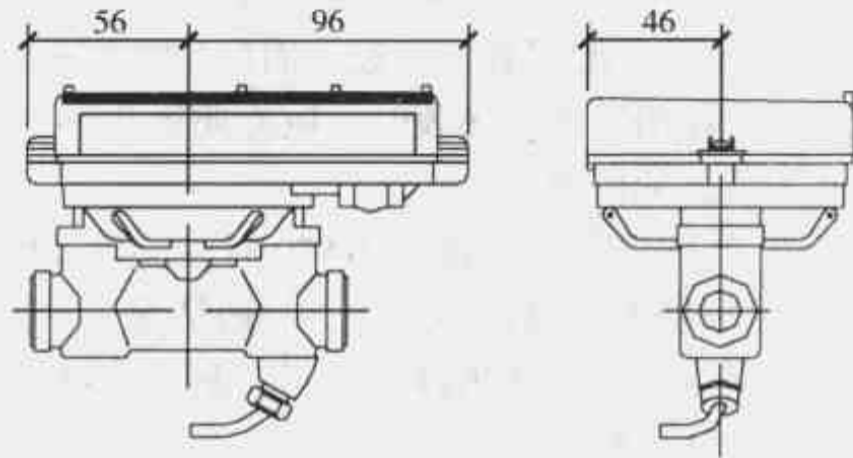


图 3-25 超声波式热量表外形

紧凑型超声波热量表技术参数

表 3-11

公称流量 $Q_n$	$L$ (mm)	表室连接螺纹	整体连接螺纹
$0.75\text{m}^3/\text{h}$	110	G3/4B 或 G1B	1/2" BSP
$1.5\text{m}^3/\text{h}$	110	G3/4B 或 G1B	1/2" BSP
$2.5\text{m}^3/\text{h}$	110	G1B	3/4" BSP

热量表规格的选定, 不能以采暖系统接口管径为准, 尤其对于热力入口的总热表及热力站计量用的热网表更是如此。户用热量表与建筑热力入口热表选择时, 应对住户的情况作仔细的分析, 了解用户的用热习惯, 在此基础上, 确定每户及每个系统的额定流量、最大流量、最小流量, 结合热网运行情况如供回水的最高及最低温度、最大及最小温差, 按以下方式选择热量表:

1) 热表流量计。流量计的最小流量  $Q_{\min}$  必须小于用户或系统可能的最小流量; 流量计的最大流量  $Q_{\max}$  必须大于用户或系统可能的最大流量; 流量计的公称流量  $Q_n$  必须与用户或系统最可能运行流量相近; 流量计的公称温度, 必须大于安装位置 (供水管或回水管) 所能达到的最高温度; 流量计的公称压力  $PN$ , 必须大于系统该点的最大压力, 并与相关管道的压力标准相吻合。

2) 温度传感器和积分仪。积分仪和温度传感器的最高温度  $T_{\max}$ , 必须高于测量点所能达到的最高温度; 积分仪和温度传感器的最低温度  $T_{\min}$ , 必须低于或等于测量点所能达到的最低温度; 积分仪和温度传感器的最大测量温差, 必须大于供回水测量点间所能达到的最大温差。

热量表安装应注意以下问题:

1) 流量计是否有直管段要求。当未指明热表无直管段要求时, 应让厂家提供热表流



量计前后直管段的长度，一般该长度用热表口径的倍数表示。该直管段应与流量计成为一个整体，如管道需改变口径，应在直管段外变径。

2) 流量计的水流方向。

3) 流量计是否可以垂直安装。

4) 流量计前后应设置检修关断阀，对于户内系统，一般即用分户隔离阀代替，并设置方便拆装的活接头。对于热力入口，应将关断阀设于过滤器、调节阀、压力表接口等所有需检修设备的外侧，关断阀之间设置泄水阀。

5) 流量计的安装、读数及周期检测和维护应预留一定的空间。当采用积分仪与流量计合为一体的紧凑式热表时，应方便读数，否则，应采用分体式热表，积分显示仪设于其他易于读数的位置。

6) 当流量计口径超过  $DN70$  时，流量计前后管道均应设置稳固可靠的支撑。

7) 根据需要设置旁通管。一般情况下，检修应在供暖间歇期进行，不必设置旁通管。设置旁通管，有可能出现旁通阀门漏水，对室内供暖系统产生影响。

## (2) 热量分配表

热量分配表，简称热分配表，有蒸发式和电子式两种。热分配表不是直接测量用户的实际用热量，而是测量每个住户的用热比例，由设于楼入口的热量总表测算总热量，采暖季结束后，由专业人员读表，通过计算得出每户的实际用热量。

蒸发式热量分配表以表内化学液体的蒸发为计量依据。其构造如图 3-26，分配表中有一细玻璃管，内充有色无毒液体，管顶开有细孔，仪表在紧贴散热器侧有导热板，散热器热量传递到管内，使液体蒸发并从细孔逃逸出去，液面下降。由于液体的蒸发跟散热器平均温度与室温之差以及用热时间有关，因此液体的标高刻度就可以反映用户的用热量多少。

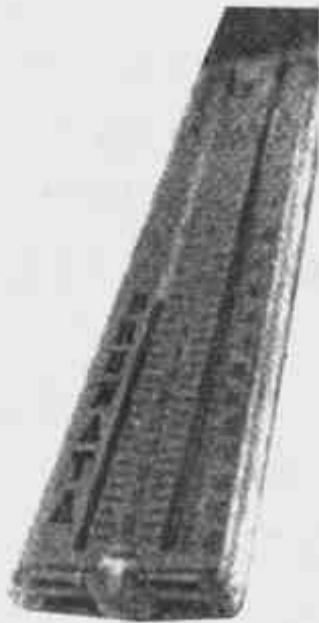


图 3-26 蒸发式热量分配表



图 3-27 电子式热分配表

电子式热分配表如图 3-27，它是将测得的散热器平均温度与室温差值存储于微处理器内，高集成度的微处理器可预先写入程序，也可根据需要，进行现场编程。由于采用双传感器测量，使其测量具有较高的精度和分辨率。热量的显示可以现场读数，也可远传集中读数，而且不必每年更换部件，管理更为方便。

热分配表应安装于正面的平均温度处（散热器宽度的中间，垂直方向上偏上  $1/3$  处），

安装时采用夹具或焊接螺栓的方式使导热板紧贴在散热器表面。

热分配表的优点是经济、易安装、使用寿命长，缺点是测量受散热器类型、规格尺寸、供热能力、散热器位置、散热器与分配表间热交换参数（实验室测试求取）等多方面的影响，需要大量的试验工作；计算工作量大，结果不直观；其安装位置、安装方法有严格的要求，需由专业人员进行；每年需要人户更换每个散热器上分配表的玻璃管（蒸发式）并进行读表。

#### 3.4.5.4 锁闭阀

锁闭阀分两通式锁闭阀及三通式锁闭阀，具有调节、锁闭两种功能，内置专用弹子锁，根据使用要求，可为单开锁或互开锁。锁闭阀既可在供热计量系统中作为强制收费的管理手段，又可在常规采暖系统中利用其调节功能，当系统调试完毕即锁闭阀门，避免用户随意调节，维持系统正常运行，防止失调发生。

图 3-28 分别为两通锁闭阀、两通锁闭角阀、三通锁闭阀结构图，表 3-12 为其外形尺寸。

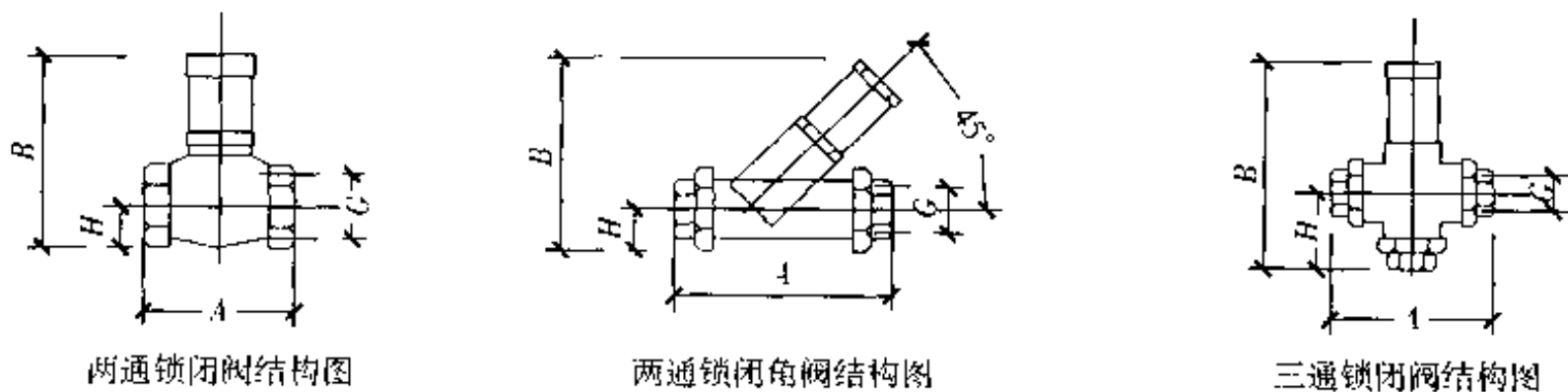


图 3-28

锁闭阀外形尺寸

表 3-12

名称	公称直径	A	B	H	G
两通锁闭阀	DN20	72	115	23	3/4"
	DN25	95	130	28	1"
两通锁闭角阀	DN20	164	100	28	3/4"
	DN25	168	100	32	1"
三通锁闭阀	DN20	125	160	60	3/4"
	DN25	145	175	75	1"

## 3.5 低温热水地板辐射采暖系统

### 3.5.1 辐射换热机理

辐射换热的机理与导热和对流换热不同，它不依靠物体的直接接触或中间介质进行热量传递，而是物体本身发出辐射线向周围空间辐射能量，这种作用称为辐射热交换。辐射热交换的过程实质是两次能量转化的过程，即物体的一部分内能转化为电磁波能发射出去，在真空的环境中以光速传播，当此电磁波到达另一物体表面而被吸收时，电磁波能又

转化为物体的内能，而使物体产生热效应。由于热辐射线是物体内部电子震荡的结果，而电子震荡又取决于物体的温度，当两个物体温度不同时，高低温物体都在不停地发射出电磁波，而高温物体辐射给低温物体的能量大于低温物体辐射给高温物体的能量，结果是高温物体向低温物体传递了能量。

辐射采暖时，人体和物体同时受到辐射热，室内围护结构内表面和物体表面的温度比对流采暖时高，从而对人体进行第二次辐射，所以尽管室内空气温度比对流采暖时低，人也会感到舒适。因此，衡量采暖的效果就不能像对流采暖时那样，仅以室内空气干球温度为指标，也不能单纯以辐射强度为衡量标准。辐射采暖时，人体舒适感取决于辐射强度与周围空气温度综合作用的结果，这种综合作用的数值称为实感温度。实感温度可用下式计算：

$$T_e = 0.52t_n + 0.48t_s - 22 \quad (3-4)$$

式中  $T_e$ ——实感温度（℃）；

$t_n$ ——室内空气干球温度（℃）；

$t_s$ ——平均辐射温度（℃）；

$$t_s = \frac{S_1 t_1 + S_2 t_2 + \cdots + S_m t_m}{S_1 + S_2 + \cdots + S_m} \quad (3-5)$$

其中  $S_1, S_2, \cdots, S_m$  为四周围护结构面积（ $m^2$ ）；

$t_1, t_2, \cdots, t_m$  为各围护结构温度（℃）。

实感温度也称黑球温度，可用黑球温度计测出。

### 3.5.2 低温热水地板辐射采暖简介

辐射采暖本身并不是一种新的技术，古代的火地、火墙取暖以及现在仍在农村某些地区普遍采用的火炕取暖等均是利用了辐射采暖原理。以前，人们曾试图将钢管、铜管等金属管道埋设于混凝土地板中发展地板辐射采暖，但由于管材腐蚀、胀缩等情况不易处理，未得到推广。近些年来，随着新型塑料管材技术的发展，低温热水地板辐射采暖得以大量应用。

#### 3.5.2.1 辐射采暖分类

辐射采暖根据辐射板表面温度不同可分为三类：

(1) 辐射板表面温度低于  $80^\circ\text{C}$  时称为低温辐射采暖。根据其安装位置分为顶棚式、地板式、墙壁式、踢脚板式等；根据其构造分为埋管式、风道式和组合式。各类辐射采暖的特点见表 3-13。目前常用的低温热水地板辐射采暖（简称地暖）是以低温热水（一般  $\leq 60^\circ\text{C}$ ，最高不大于  $80^\circ\text{C}$ ）为加热热媒，加热盘管采用塑料管，预埋在在地面混凝土垫层内。低温辐射采暖在建筑美感与人体舒适感方面都比较好，但表面温度受到一定限制，如地面温度不能超过  $30^\circ\text{C}$ ，辐射墙板的墙面和顶棚温度不能超过  $45^\circ\text{C}$  等，由此带来的缺点是散热面积大，造价较高。

采用电热膜、电热电缆等为发热体的采暖方式，也属于低温辐射采暖。

(2) 辐射板表面温度为  $80 \sim 200^\circ\text{C}$  时称为中温辐射采暖，一般采用钢制辐射板，以高压蒸汽（不小于  $200\text{kPa}$ ）或高温热水（不小于  $110^\circ\text{C}$ ）为热源，一般应用于厂房或车间。

(3) 辐射板表面温度为  $500 \sim 900^\circ\text{C}$  时称为高温辐射采暖，一般指电力或红外线采暖，应用较少。

分类根据	类型	特点
辐射板位置	顶棚式	以顶棚作为辐射表面, 辐射热占 70% 左右
	墙壁式	以墙壁作为辐射表面, 辐射热占 65% 左右
	地板式	以地面作为辐射表面, 辐射热占 55% 左右
	踢脚板式	以窗下或踢脚板处墙面作为辐射表面, 辐射热占 65% 左右
辐射板构造	埋管式	直径 15~32mm 的管道埋设于建筑表面内构成辐射表面
	风道式	利用建筑物构件的空腔使其内热空气循环流动构成辐射表面
	组合式	利用金属板焊以金属管组成辐射板

3.5.2.2 低温热水地板辐射采暖构造

低温热水地板辐射采暖的管道布置形式有联箱排管、平行排管、S形盘管和回形盘管四种, 其布置形式见图 3-29。联箱排管式管路易于布置, 系统阻力小, 但板面温度不均匀, 温降小, 排管与联箱间采用管件或焊接连接, 应用较少。其余三种形式的管路均为连续弯管, 系统阻力适中, 特别适用于较长塑料管材弯曲敷设; 其中, 平行排管管路易于布置, 但板面温度不均匀, 管路转弯处转弯半径小; S形盘管温降适中, 板面温度均匀, 但管路的一半数目转弯处的转弯半径小; 回形盘管温降适中, 板面温度均匀, 盘管管路只有两个转弯处的转弯半径小。地板采暖管路布置示意图见图 3-30。

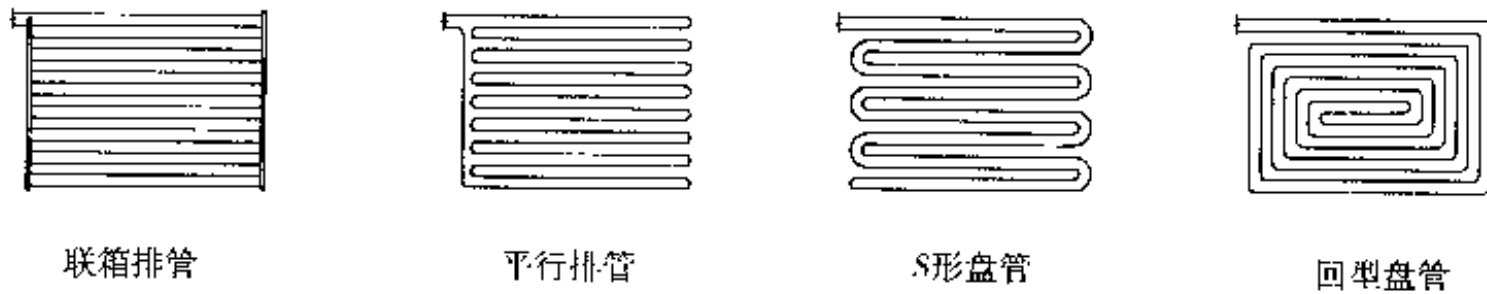


图 3-29 地板采暖管道布置示意图

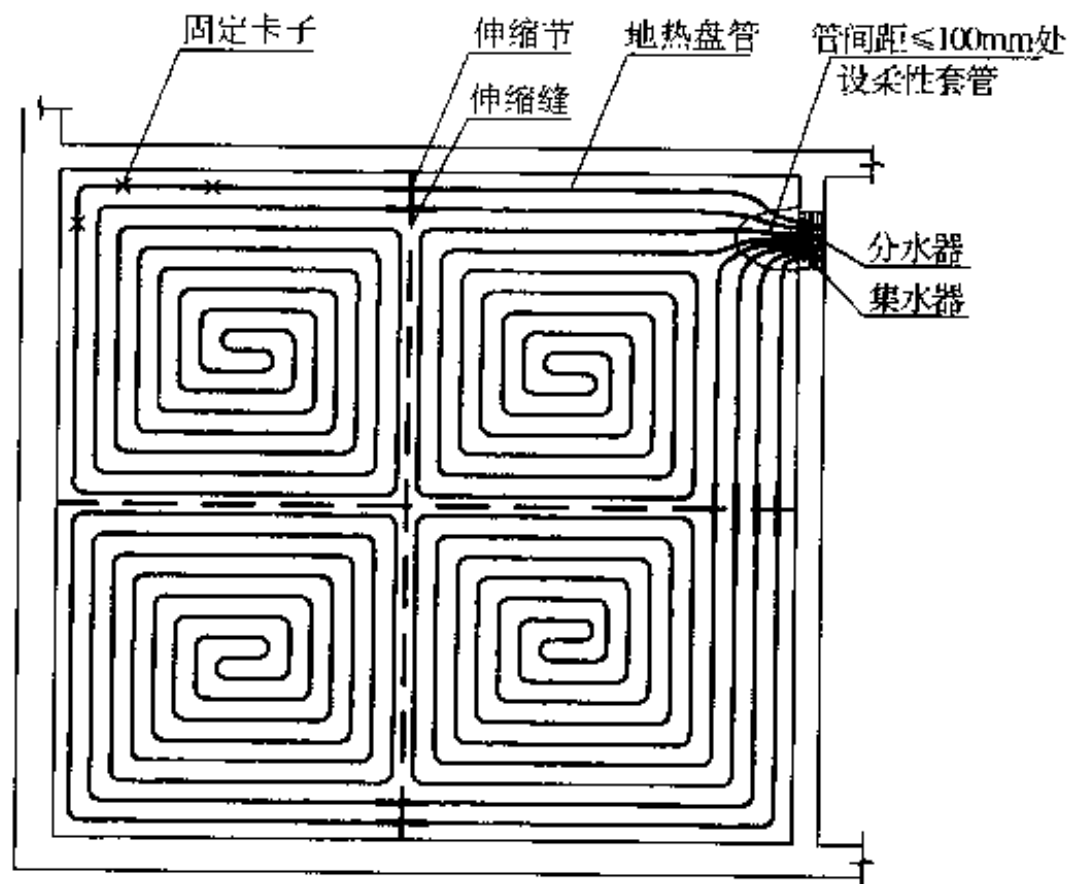


图 3-30 地板采暖管路布置示意图

地板采暖因水温低，管路基本不结垢，多采用管路一次性埋设于混凝土中的做法。地板采暖基本构造见图 3-31，其中保温层主要用来控制热量传递方向，埋管结构层用来固定埋设盘管，均衡表面温度。分集水器安装见图 3-32。

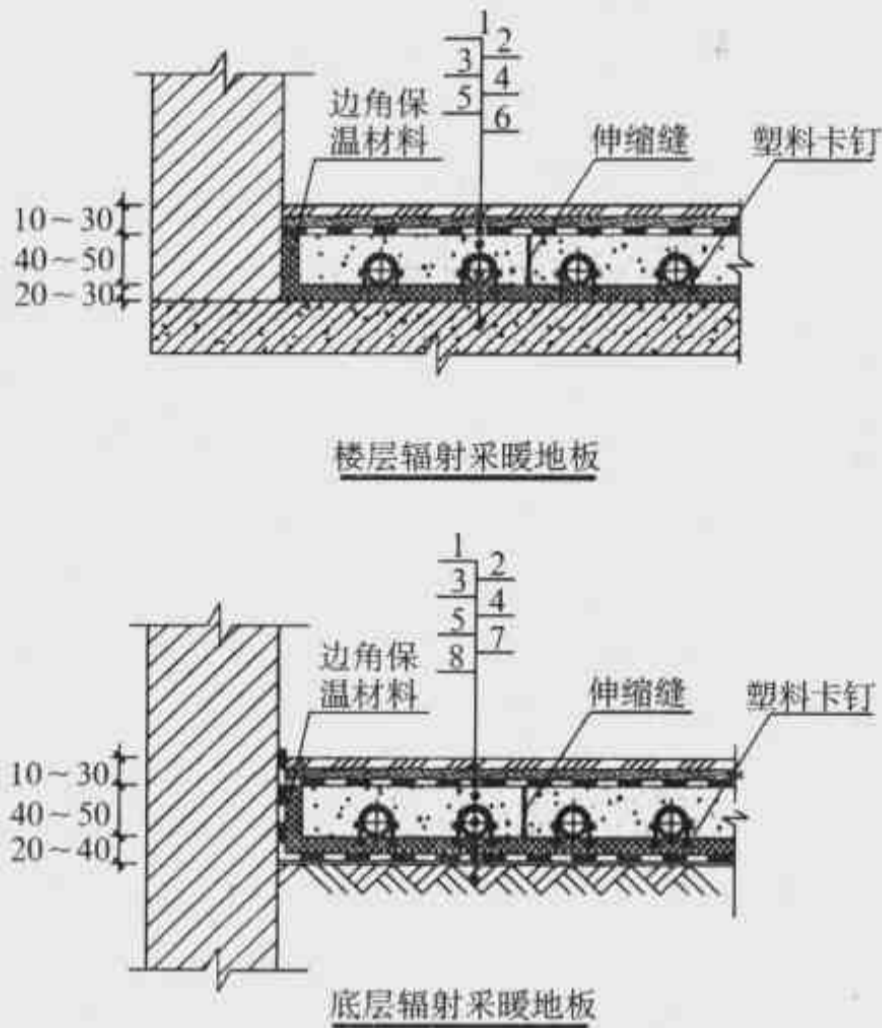
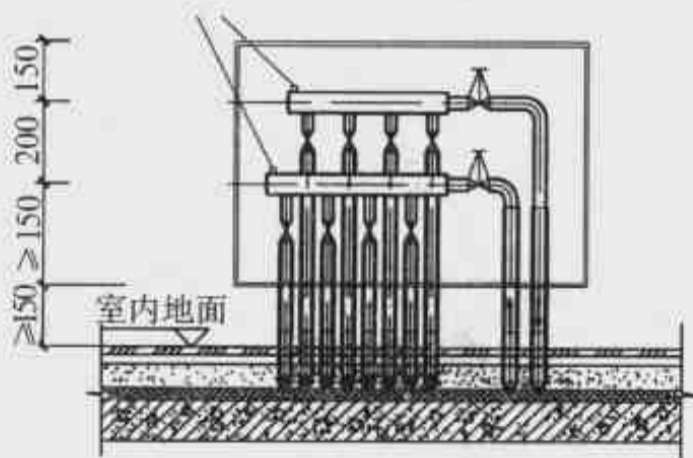
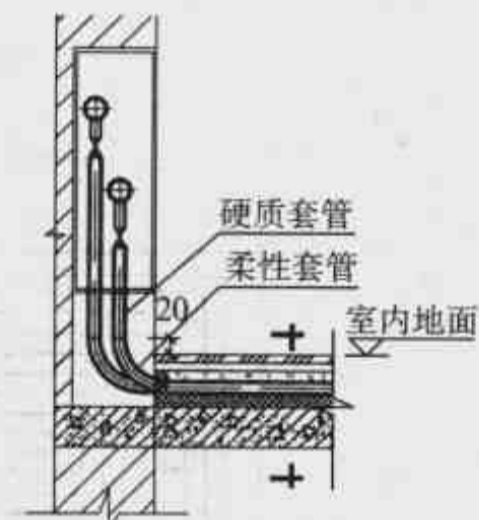


图 3-31 地板辐射采暖构造图



正立面图

- 注：
1. 本图适用于低温热水地板辐射采暖系统及放射双管系统中分、集水器安装。
  2.  $n$  为分、集水器的分支管的个数。



侧立面图

图 3-32 分集水器安装图

代号	名称	说明
1	地面层	包括地面装饰层及其找平层
2	防水层	仅在楼层潮湿房间地面设
3	填充层	卵石混凝土垫层
4	加热管	
5	绝热层	聚苯乙烯泡沫塑料复合保温层
6	楼板结构层	
7	防潮层	
8	土壤层	

- 注：1. 加热管始末端的适当距离内或其他管道密度较大处，当管间距  $\leq 100\text{mm}$  时，应设置柔性套管等保温措施。
2. 当地板面积超过  $30\text{m}^2$  或长边超过  $6\text{m}$  时，混凝土填充层应设置间距  $\leq 6\text{m}$ 、宽度  $\geq 5\text{mm}$  的伸缩缝，缝中填充弹性膨胀材料。
3. 与墙、柱的交界处，应填充厚度  $20\text{mm}$  与绝热层材料相同的保温材料。
4. 加热管穿越伸缩缝处，应设长度不小于  $100\text{mm}$  的柔性套管。
5. 加热管固定点的间距，直管段不应大于  $700\text{mm}$ ，弯曲段不应大于  $350\text{mm}$ 。

### 3.5.2.3 低温地板辐射采暖管材

早期的地板采暖均采用钢管或铜管，其特点是：①埋管接头多，施工难度大且渗漏无

法彻底解决；②管道胀力大，易胀裂地面；③管材寿命短，可靠性低。随着塑料工业的发展，经过特殊处理和加工的新型塑料管已能满足地板采暖对管材耐高温、承压高和耐老化的要求，而且管道长度可以按设计要求截取，埋管部分无接头，杜绝了埋地管道的渗漏；另外，塑料管容易弯曲，易于施工。因此，现在地板采暖均采用塑料管，也可以说是塑料管的发展带动了地板采暖产业的兴起。地板采暖所采用的塑料管主要有交联聚乙烯塑料管(PEX)、聚丁烯管(PB)、交联铝塑复合管(XPAP)，改性聚丙烯管(PPR)等。这几种塑料管均具有耐老化、耐腐蚀、不结垢、承压高、环保无污染、沿程阻力小等优点。表3-14是几种塑料管材的特性。

塑料管材性能

表 3-14

品种	长期使用温度(℃)	短期使用温度(℃)	软化温度(℃)	工作压力(MPa)	试样试验压力(MPa)	线膨胀系数[m/(m·℃)]	导热率λ[W/(m·K)]	优点	缺点
PEX	≤90	≤95	133	1.0/95℃ 1.6/常温	1.2 2.5	15 × 10 <sup>-5</sup>	0.41	耐温性能好,抗蠕变性能好	只能用金属件连接,不能回收重复利用
PB	≤90	≤95	124	1.6~2.5/冷水 1.0/热水		13 × 10 <sup>-5</sup>	0.22	耐温性能好,抗拉压强度高,耐冲击、低蠕变、高柔韧性	国内没有PB树脂,原料依赖进口,价格高
PPR	≤60	≤90	140	2.0/常温 0.6/75℃	20℃,1h, 16MPa 95℃,1000h, 1.9MPa	11 × 10 <sup>-5</sup>	0.24	耐压耐久性好	在同等压力和介质温度条件下管壁最厚
XPAP	≤60	≤90	133	1.0	2.1~3.0/95℃, 1h	2.5 × 10 <sup>-5</sup>	0.45	易弯曲成型,完全消除氧渗,线膨胀系数小	管壁厚薄不均匀

注：1. 长期使用温度系指管道在此温度范围内使用寿命达30~50年。

2. 短期使用温度系指管道在此温度范围内使用寿命达10~20年。

3. 钢管的线膨胀系数为1.2 × 10<sup>-5</sup> m/(m·℃)。

### 3.5.3 低温热水地板辐射采暖在住宅中应用的特点和经济分析

#### 3.5.3.1 优点

##### (1) 舒适性强

地板辐射采暖是最舒适的采暖方式之一。原因：①室内地表温度均匀，温度梯度合理，室温由下而上逐渐递减，给人以脚暖头凉的感觉，符合人体生理需要，能够改善血液循环，促进新陈代谢；②辐射采暖不像对流采暖易引起室内污浊空气对流，室内洁净，卫生条件好；③整个地板作为蓄热体，热稳定性好，在间歇采暖条件下，温度变化缓慢；④地板采暖须铺设地面保温层，既减少了层间传热，又增强了隔声效果。

##### (2) 节能

首先，辐射采暖方式较对流采暖方式节省能量。实践证明，在相同舒适感（实感温度

相同)的情况下,辐射采暖的室内温度可比对流采暖低(约 $2\sim 3^{\circ}\text{C}$ ),减少了采暖热负荷;第二,由于地板采暖沿高度方向特有的负梯度温度分布,热量集中在人体活动区域,房间顶部不会过热,围护结构无效热损失少;第三,地板采暖设计水温低,可利用其他采暖系统或空调系统的回水、余热水、地热水等低品位能源;第四,热媒温度低,在输送过程中热量损失小。

### (3) 可方便地实施按户热计量,便于物业管理

在各种适于计量的室内采暖系统中,地板采暖易于实现分户计量、分室控制、强制收费等,同时又克服了其他系统的缺点。

### (4) 为住户二次装修创造了条件

其一,地板采暖室内无暖气片、无外露管道,既增大了用户使用面积,又节省了做暖气罩、隐蔽管道的费用;其二,便于在室内设置落地窗或矮窗;其三,用户不受传统挂墙散热器限制,可遵照自己的意愿灵活设置轻质隔墙,改变室内布局。

### (5) 使用寿命长,日常维护工作量小

地板采暖采用的塑料管使用寿命大都在50年左右,远高于普通焊接钢管;埋地盘管采用整根管铺设,地下不留接口,消除了渗漏隐患;管道不腐蚀、不结垢,系统运行期间,只需定期检查过滤器,维护费用低。

### (6) 适应住宅商品化需要,提高住宅的品质和档次

住宅从福利化到商品化的改革,使得购房者对住宅的品位、质量、舒适性以及综合投资效益等提出了更高要求,地板采暖由于以上特点而使住宅档次得以提高,容易给开发商带来效益。

### (7) 热源灵活

热源既可以是集中供热,也可以是单户热水采暖炉,或其他合适的能源,可因地制宜,灵活方便。

#### 3.5.3.2 缺点

(1) 集中供热用户一般要换热降低供水温度以满足塑料管对温度的限制,增加了投资和运行管理的工作量,也属于不合理的用能方式。

(2) 增加了楼板厚度,室内净高减小,结构荷载增加。

(3) 采暖费用较普通采暖系统高,另外还要增加混凝土垫层投资以及由于荷载增加必须提高结构强度的投资。

(4) 地板采暖施工要求高,需由经过专门训练的专业队伍施工。

(5) 室内地面装饰材料、家具摆放的位置、数量都影响地板采暖的效果,而这些在设计阶段是难以考虑周全的。

(6) 管理部门应加强对用户的管理,防止对地面的破坏性装修。

(7) 虽然地板采暖使用寿命长,但一旦损坏,进行维修难度很大。

(8) 每个采暖季的启动运行必须遵循一定的程序,物业管理和售后服务要跟上,以保证系统的正常运行。

#### 3.5.3.3 投资对比

(1) 主要设备总投资和使用费对比见图3-33。

(2) 地板采暖与各类暖气片投资对照见表3-15。

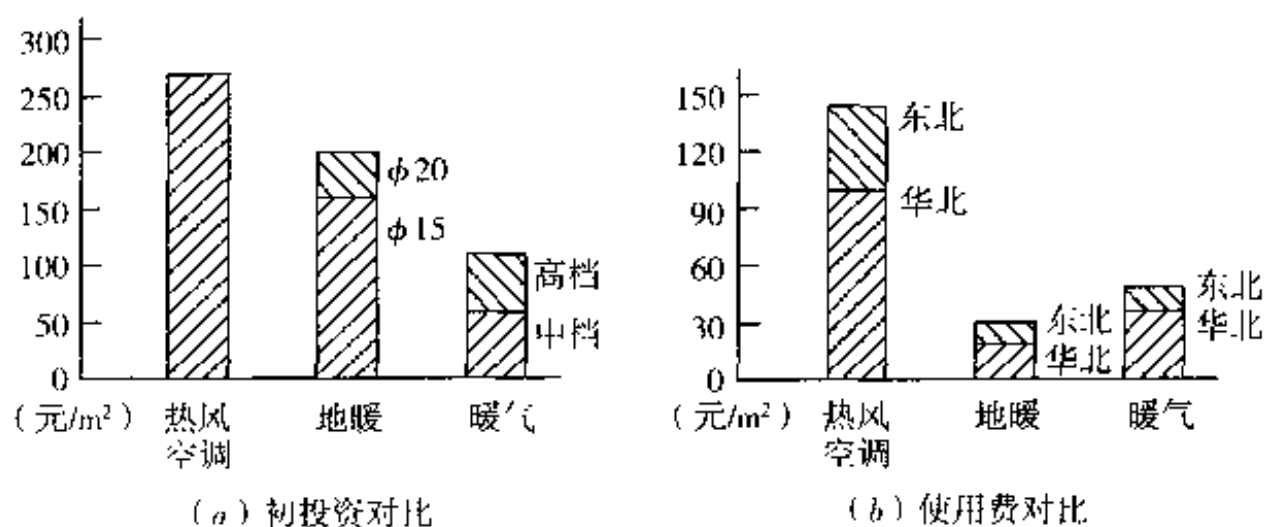


图 3-33 主要供暖设备初投资与使用费对比图示

表 3-15

	地板采暖 (φ15)	散热器采暖 (元/m <sup>2</sup> )		
		高 档	中 档	低 档
设备初投资	60	80	50	30
户外水系统造价	30	20	20	20
土建投资	15	10	—	—
装饰投资	—	—	30	30

注：1. 表中未包括散热器占用使用面积的费用，按每组散热器及其支管占使用面积 0.3m<sup>2</sup> 计算，三室一厅的住宅共占使用面积 1.8m<sup>2</sup>，按售价 3500 元/m<sup>2</sup>，约折价为 6300 元。  
 2. 户外水系统对于地板采暖包括户外的主立管、集中供热管网换热站后的室外管道、地板采暖需要的二次换热系统，对于散热器系统仅包括换热站后的室外管道。  
 3. 采用地板辐射采暖方式，占用有效高度 50~70mm，其对土建造价的影响仅为墙体部分。有时住户也可能不增加层高，经济分析时应根据具体的工程区别对待。

### 3.5.4 低温热水地板辐射采暖设计

#### 3.5.4.1 热负荷计算

地板采暖房间热负荷计算有两种方法：一是按折减 2~3℃ 后的室温作为计算依据；二是按原方法（计算温度不折减）进行计算，最后乘以 0.9 的热量折减系数。

按折减温度法计算地板采暖房间的热负荷：

$$Q_A = \eta_2 (Q_w + \eta_1 Q_H) \quad (3-6)$$

式中  $Q_A$ ——地板采暖房间热负荷 (W)；

$Q_w$ ——按现行设计规范计算的围护结构的耗热量 (W)；

$Q_H$ ——室内换气耗热量 (W)；

$\eta_1$ ——换气耗热量修正系数；

$\eta_2$ ——附加系数：连续采暖不采用分户计量  $\eta_2 = 1.0$

间歇采暖不采用分户计量  $\eta_2 = 1.1 \sim 1.2$

分户计量且带强制收费措施  $\eta_2 = 1.2 \sim 1.4$

说明：

(1) 室内设计温度比按规范计算时低 2~3℃；



(2) 根据国外资料介绍及国内辐射采暖的实际测试证明, 墙壁及屋顶的保温程度、房间高度、宽度等对辐射采暖的供热量影响不大, 但供热量却明显地与换气次数有关。因此, 辐射采暖按对流采暖计算耗热量时, 须对换气耗热量加以修正, 见表 3-16。

换气耗热量修正系数

表 3-16

$Q_H/Q_N$	0.25	0.50	0.75	1.0	1.25	1.5	1.75	2.0
$\eta_1$	0.86	0.82	0.77	0.73	0.70	0.67	0.64	0.61

(3) 分户计量地板采暖系统最好通过计算确定户间传热负荷, 见本书有关章节, 尽量避免采用附加系数法。

(4) 对于高大空间公共建筑不考虑高度附加。

### 3.5.4.2 热力计算

#### (1) 地板散热量

1) 公式法。地板采暖的散热由辐射散热和对流散热两部分组成。辐射散热量和对流散热量可根据室内温度和辐射板(地板)表面温度求出。其计算公式如下:

辐射散热量:

$$q_r = 4.98 \left[ \frac{(t_b + 273)^4}{100} - \frac{(t_n + 273)^4}{100} \right] \quad (3-7)$$

对流散热量:

$$q_d = 2.17 (t_b - t_n)^{1.31} \quad (3-8)$$

式中  $q_r$ ——辐射散热量 ( $W/m^2$ );

$q_d$ ——对流散热量 ( $W/m^2$ );

$t_b$ ——地板表面平均温度 ( $^{\circ}C$ );

$t_n$ ——室内温度 ( $^{\circ}C$ )。

2) 线算图。地面散热也可由附录三线算图查出。

3) 查表法。根据不同的地面装饰层, 制成不同管道间距、不同水温下的地板散热量表, 可直接查取, 见附录表二。

#### (2) 辐射板表面的平均温度

对于地板采暖的辐射板表面即地面温度, 为了保证人的舒适感, 不应超过下列数值:

经常有人停留的地区  $26 \sim 32^{\circ}C$ , 其中起居室、卧室  $24 \sim 26^{\circ}C$ , 办公室  $28 \sim 29^{\circ}C$ , 走廊  $26^{\circ}C$ , 浴室  $32^{\circ}C$ ;

不经常有人停留的地区(边缘区)为  $35^{\circ}C$ ;

无人停留的地区为  $35 \sim 40^{\circ}C$ 。

地面温度取值应根据房间面积大小进行适当的增减, 房间面积大者取小值, 房间面积小者取大值。

#### (3) 加热管间距

加热管间距宜为  $100 \sim 300mm$ , 沿围护结构外墙间距为  $120 \sim 150mm$ , 中间地带为  $300mm$  左右。加热管间距影响辐射板表面温度, 减小盘管间距, 可以提高表面温度, 并使

表面温度均匀。

(4) 加热管内热水平均温度

按下式计算：

$$t_p = t_b + \frac{Q}{K} \quad (3-9)$$

$$K = \frac{2\lambda}{A+B} \quad (3-10)$$

式中  $t_p$ ——加热管内热水平均温度 (°C)；

$t_b$ ——地面温度 (°C)；

$Q$ ——辐射板散热量 ( $W/m^2$ )；

$K$ ——辐射板传热系数 [ $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$ ]；

$A$ ——加热管间距 (m)；

$B$ ——加热管上部覆盖层材料的厚度 (mm)；

$\lambda$ ——加热管上部覆盖层材料的导热系数 [ $W/(m \cdot ^\circ C)$ ]，见表 3-17。

不同地面材料下覆盖层热阻,  $\delta/\lambda$

表 3-17

地面材料	地 毯	瓷 砖	木 地 板	塑料地板
热阻 $\delta/\lambda$ [ $W/(m \cdot ^\circ C)$ ]	0.15	0.2	0.1	0.075

加热管覆盖层材料应采用导热系数大的材料，以尽量减少热损失。覆盖层厚度不宜太小，厚度越大，则辐射板表面温度越均匀。地板采暖层厚度不得小于 80mm，其中埋管层（细石混凝土）50mm，保温层楼层 25mm，土壤地面 40mm，另外埋管层之上还须做水泥砂浆找平层，厚度一般 20~30mm。

(5) 计算步骤

热力计算的目的是根据房间热负荷，确定的供回水温度，求出房间加热管间距。计算步骤如下：

1) 计算房间热负荷  $Q_A$ ；

2) 计算房间单位地面面积耗热量  $Q$ ，其中距外墙 1.5m 范围内的热量，一般不宜少于外墙部分热负荷的 50%；

3) 计算加热管平均水温  $t_p$ ：

$$t_p = (t_g + t_h) / 2 \quad (3-11)$$

式中  $t_g$ 、 $t_h$ ——设计供回水温度 (°C)；

4) 根据房间性质确定地面平均温度  $t_b$ ；

5) 计算需要的辐射板传热系数  $K$ ：

根据式 (3-10)

$$K = Q / (t_p - t_b) \quad W/(m^2 \cdot ^\circ C) \quad (3-12)$$

式中各符号同前；

6) 计算加热管上部覆盖层材料的导热系数：

$$\lambda = \frac{\sum \delta_i}{\sum \frac{\delta_i}{\lambda_i}} \quad (3-13)$$

式中  $\delta_i$ ——各层覆盖层材料厚度 (m);

$\lambda_i$ ——各层覆盖层材料的导热系数 [ $\text{W}/(\text{m}\cdot^\circ\text{C})$ ];

7) 计算加热管平均间距  $A$ ;

根据式 3-11

$$A = \frac{2\lambda}{K} - B \quad (3-14)$$

式中各符号同前。

(6) 地板采暖计算速查表

直接查附录二确定地板采暖盘管间距。

3.5.4.3 水力计算

水力计算的目的是确定加热管的管径和必需的压头 (阻力损失), 简述如下:

加热管的管径按限定流速法确定。为防止空气积聚形成气塞, 加热盘管中应保持不低于  $0.5\text{m/s}$  的流速。加热管管径按下式确定:

$$d = 0.0188(G/v)^{0.5} \quad (3-15)$$

$$G = 0.86Q/\Delta t \quad (3-16)$$

式中  $d$ ——加热管内径 (m);

$G$ ——通过某根加热管的热媒流量 ( $\text{m}^3/\text{h}$ );

$v$ ——加热管内热媒流速 (m/s);

$Q$ ——某根加热管所负担的热负荷 (kW);

$\Delta t$ ——热媒流过加热管的温降 ( $^\circ\text{C}$ )。

盘管管路的阻力包括沿程阻力和局部阻力两部分。由于盘管管路的转弯半径比较大, 局部阻力损失很小, 可以忽略, 因此, 盘管管路的阻力可以近似认为是管路的沿程阻力。沿程阻力按下式计算:

$$\Delta P_f = \lambda \cdot \frac{L}{d} \cdot \frac{\rho v^2}{2} \quad (3-17)$$

式中  $\Delta P_f$ ——沿程阻力损失 (Pa);

$\lambda$ ——摩擦阻力系数;

$d$ ——管道内径 (m);

$\rho$ ——热媒水密度 ( $\text{kg}/\text{m}^3$ );

$v$ ——加热盘管内热媒流速 (m/s)。

由于塑料管内壁的粗糙度在  $0.0007\text{m}$  左右, 内壁比较平滑, 而每个盘管的水量基本在  $0.15 \sim 1.0\text{m}^3/\text{h}$  之间, 盘管的水力工况在水力光滑区内, 其  $\lambda$  值按布拉修斯公式计算:

$$\lambda = 0.3164/\text{Re}^{0.25} \quad (3-18)$$

式中  $\text{Re} = \frac{vd}{\mu}$ ——雷诺数;

$\mu$ ——流体运动黏滞系数,  $\text{m}^2/\text{s}$ 。

考虑到分、集水器和阀门等的局部阻力, 盘管管路的总阻力可在沿程阻力的基础上附

加 10% ~ 20%。一般盘管管路的阻力在 20 ~ 50kPa 之间。

附录四给出地板采暖常用塑料管道的水力计算表。

#### 3.5.4.4 系统布置

##### (1) 分、集水器设置

低温地板辐射采暖的管路一般采用分水器、集水器与管路系统连接,分、集水器组装在一个分、集水器箱内,每套分、集水器负责 3 ~ 8 副盘管的供回水(见图 3-32)。这种形式便于每副盘管的安装、调节和控制,保证加热管埋地部分无管件。每个支路供、回水管可以设置远传式恒温阀以调节室温。分、集水器的总供、回水管上应设置关断阀。

分、集水器宜布置于厨房、盥洗间、走廊两头等既不占用主要使用面积,又便于操作的部位,并留有一定的检修空间,且每层安装位置宜相同。分、集水器距共用总立管的距离不得小于 350mm。

##### (2) 环路设置

为了减少流动阻力和保证供、回水温差不致过大,地板采暖时加热盘管均采用并联布置,原则上采取一个房间为一个环路,大房间一般以房间面积  $20\text{m}^2$  为一个环路,视具体情况可布置多个环路。每个分支环路的盘管长度,一般为 60 ~ 80m,最长不宜超过 120m。

卫生间如面积较大有可能布置加热盘管时亦可按地暖设置,但应避免管道、地漏等,并做好防水。一般采用散热器采暖,自成环路,可采用类似光管式散热器的干手巾架与盘管连接,烘干毛巾的同时也向卫生间散热。

加热盘管的布置应考虑大型固定家具(如床、柜、台面等)的位置,减少覆盖物对散热效果的影响。此外尚应注意与电线管、自来水管等的合理处理。

##### (3) 盘管设置

埋地盘管的每个环路宜采用整根管,中间不宜有接头,防止渗漏,管道转弯半径不应小于 7 倍管外径,以保证水路畅通。

由于地板采暖所用塑料管的线膨胀系数较金属管要大,在设计过程中要考虑补偿措施。一般当采暖面积超过  $40\text{m}^2$  时应设伸缩缝;当地面短边长度超过 60m 时,沿长边方向每隔 7m 设一道伸缩缝,沿墙四周 100mm 均设伸缩缝,其宽度为 5 ~ 8mm,在缝中应填充弹性膨胀膏;为防止密集管路胀裂地面,管间距小于 100mm 的管路应外包塑料波纹管。

### 3.5.5 低温热水地板辐射采暖热源

#### 3.5.5.1 集中供热

集中供热一般采用 95/70℃ 热媒水,应用于地板采暖时必须设二次换热,使其供水温度不高于 60℃。系统示意图如图 3-34。

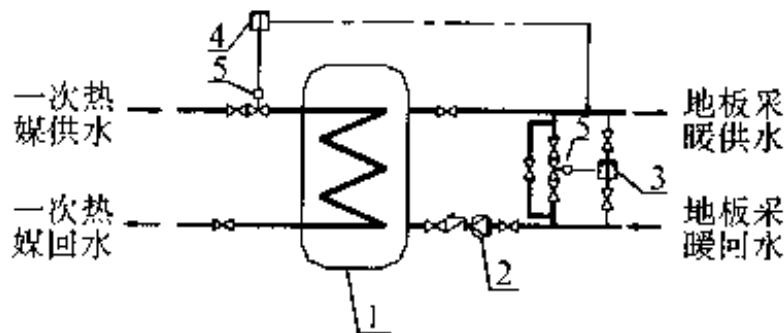


图 3-34 热源为二次换热系统图

1—换热器; 2—循环泵; 3—压差控制器; 4—温度控制器; 5—电动二通阀

### 3.5.5.2 半集中式供热

指建筑物外为城市集中供热，各户单设户用换热机组，依靠机组所配水泵进行户内循环。户内循环水泵性能需考虑与地板采暖盘管水力状况匹配。

### 3.5.5.3 集中热水锅炉供热

指一栋或几栋建筑物共用专设的热水供热锅炉。一般为燃油、燃气常压热水机组，有直接加热、间接加热两种形式。前者相当于无压锅炉，热媒循环为开式系统；后者热媒循环水为有压闭式运行。

### 3.5.5.4 家用燃油（气）炉供热

指每户单设专用采暖炉。气体燃料可集中供应（城市煤气、天然气）；燃油目前尚难做到集中供给。

该类小型采暖炉自带循环水泵的扬程一般为 20kPa (2mH<sub>2</sub>O) 左右，仅满足普通散热器采暖的需要。由于地板采暖系统加热管敷设长度较长，环路阻力较散热器采暖系统大，一般为 30kPa 以上，循环水泵应提出特别的要求。

### 3.5.5.5 利用其他采暖或空调系统的回水采暖

当地板采暖系统仅为建筑的一部分区域，可以考虑采用其他区域采暖或空调的回水作为该部分地板采暖的热源。地板采暖系统的供水温度由温度调节器控制电动三通阀，调节采暖或空调系统回水和地板采暖回水的混合水温至设计温度（图 3-35）。此种方法投资少，占地面积小，但地板采暖系统受采暖或空调系统运行工况和运行时间以及水质情况的影响，一般只在小系统中采用。

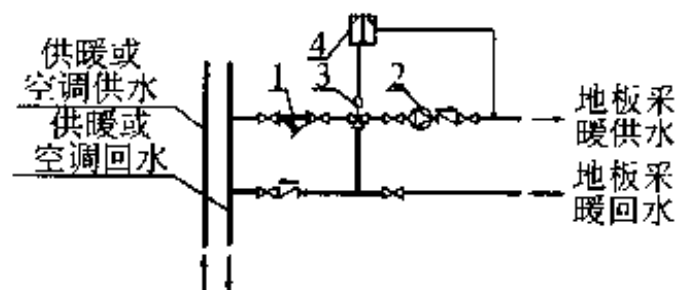


图 3-35 热源为供暖或空调回水系统图

1—过滤器；2—循环泵；

3—温度控制器；4—电动三通阀

### 3.5.5.6 热泵型冷热水机组采暖

风冷热泵机组冬季出水温度一般在 40~50℃，非常适合作为地板采暖的热源，对于某些特殊情况，夏季采用风冷冷水机组供冷，冬季采用风冷热泵加地板采暖供热不失为一种理想方案。由于热泵机组本身特性的限制，对于室外温度较低的区域，冬季的制热能力衰减较大，选用时要特别注意，有时需增加电辅助加热装置。地温水源热泵无此问题。

### 3.5.5.7 其他热源

余热、废热、地热、太阳能等各种能源都可以作为地板采暖热源，并且由于塑料管材优异的抗腐蚀性能使得采用这些热源比普通金属管道采暖系统更具明显优势。

## 3.5.6 施工安装及运行管理

### 3.5.6.1 材料

地板采暖系统使用的塑料管的管材和管件应符合下列要求：

(1) 外观质量：管壁颜色一致，无色泽不均和分解变色线；内外壁应光滑、平整，无气泡、裂口、裂纹、砂孔、脱皮、凹陷和毛刺。管材的各项性能指标应符合要求，管件应是专用连接件（一般为铜件或其他专用接头）；

(2) 管材和管件在运输、装卸和搬运时应轻放，不得抛、摔、拖；

(3) 管材和管件堆放储存时，库房内的温度不应超过 40℃，且有良好的通风条件；远

离热源及受油、化学物品污染的地方；

(4) 管材应水平堆放在平整的地面（板面）上，不得采用块状或条状物体支垫，不得随意堆放和曝晒；

(5) 管材切割及端头胀口均应使用专用工具；

(6) 当采用可焊塑料管时，应用专用设备焊接，焊后应重做水压试验，确保接头不漏水。

#### 3.5.6.2 地板采暖施工顺序

(1) 毛地面抹水泥砂浆找平，不允许有凹凸不平及砂石碎块；

(2) 铺设保温材料；

(3) 铺设铝箔纸；

(4) 按设计要求敷设地板采暖盘管，用卡钉每隔 30 ~ 50cm 固定管材；

(5) 回填细石混凝土（细石粒径小于 1.5cm），细石混凝土应加膨胀剂以防龟裂，回填前作水压试验，试验压力为系统工作压力的 1.5 倍，并不得小于 0.6MPa，10min 压力降不超过 0.02MPa 方可安装。试压完毕，带压充填混凝土，充填时避免管道移动。采用人工夯实，不可用振捣器。混凝土凝固后方可泄压；

(6) 抹水泥砂浆找平；

(7) 管道敷设完毕，再次进行水压试验。加压宜采用手动泵缓慢升压，升压时间不得小于 10min，观察 25h 无渗漏为合格；

(8) 管网冲洗干净后，再与分集水器连接。

#### 3.5.6.3 系统调试与运行管理

(1) 供热支管后的分集水器竣工验收后，应对整个供回水环路水温及水力平衡进行调试；

(2) 地板采暖施工过程中，没有验收前严禁踩踏、重压已铺好的环路，细石混凝土填充后，严禁在上部切割石料、堆砖，若需在地面上凿眼钻洞，必须在确保不会损伤管道的前提下进行；

(3) 初次供热及每个采暖季的初次运行都应先预热，供热水温不得骤然升高，初温不应高于 25℃，最高不超过 30℃，以此温度循环一天后逐日升温，每日 5℃，直至设计供水温度为止，方可正常运行；

(4) 对于新建住宅，当有相当长时间内无人居住时，要考虑冬季防冻问题。建议：一是地板采暖施工时间与住户协商，选择人住前进行，避免试水后地板采暖管道充水越冬；二是在可能条件下，将盘管内的水用真空泵抽空，并进行空气吹干，确保在正式交付使用前盘管内无水；

(5) 用户装修铺设木地板，应采用复合木地板、实木复合地板，并在混凝土完全固化干燥后施工。施工时要特别注意不穿坏埋地的管道。采用实木地板或混凝土未完全干透铺设有可能导致木地板干裂。

## 第4章 现代住宅空调

《住宅设计规范》(GB 50096—99)规定:最热月平均室外气温高于和等于 $25^{\circ}\text{C}$ 的地区,每套住宅内应预留安装空调设备的位置和条件。该规定比《旅游旅馆建筑热工和空气调节设计节能标准》对四级旅游旅馆可设置空调的界定值 $26^{\circ}\text{C}$ 降低了 $1^{\circ}\text{C}$ ,即住宅比旅馆标准提高了。属于可设置空调的住宅除了夏热冬暖、夏热冬冷地区外,还有寒冷地区的北京、天津、石家庄、郑州、济南和西安等地。随着当前气候变暖、热区北移的气候变化,目前连哈尔滨市也经常出现 $35^{\circ}\text{C}$ 高温,需装空调的区域在不断扩大。

住宅空调设备的种类在不断发展,已不限于采用窗式或分体式房间空调器的单一空调模式。设计、安装住宅空调系统,应根据地区特点和建设标准,选择适宜的住宅空调方案。

### 4.1 住宅空调的特点及选用原则

#### 4.1.1 住宅空调系统的特点

(1) 良好的控制和调节。住宅是不同年龄、不同职业和不同生活要求的人生活和休息的地方,不同住户的生活方式不同,对房间舒适度的要求不同,对空调设备运行的时间要求也不同。即使同一住户,卧室、餐厅、客厅功能不同,对温、湿度及运行时间的要求也不同。即不同住户有自主控制调节的要求,不同房间也有随意控制调节的要求。因此,住宅空调系统必须具有有效的控制手段和灵活的调节性能。

(2) 空调负荷构成不同于一般空调建筑,且具有波动性大、同时使用系数低的特点,造成室内空调设备装机容量大而主机装机容量小。

(3) 空调设备必须具备较好的部分负荷性能。住宅空调由于同时使用系数低,以及商品房可能在相当长时间内入住率不高,空调系统低负荷运行,负荷的波动范围可能达到 $10\% \sim 100\%$ 。因此,空调系统必须具备较大的容量调节范围以及较好的部分负荷性能,即使在较低负荷情况下,中央空调系统都能够正常运行,且运转费用较低。

(4) 住宅空调投资及运行费要尽可能少。一次投资的高低往往是决定住宅中采用何种空调设备的关键因素。住宅中央空调比较合理的一次投资比例应该控制在房价的 $10\%$ 左右,如果超过这一比例用户将难以承受。在选择住宅空调方式时必须要考虑住户的承受能力,选择初投资少,运行费低的系统。

(5) 住宅空调系统要求可靠性高且维修方便。住宅本身使用寿命较长,而且住宅作为特殊商品占去购房者高昂的支出,空调末端设备通常是作为住宅的一部分卖给住户,成为住户的私有财产。因此,空调末端设备和整个空调系统的质量必须十分可靠,耐久性好,便于维修;同时,当某户的空调设备出现故障,要尽量减少对相邻住户的影响。

(6) 其他。住宅空调系统应考虑冬夏共用、四季利用的可能;应考虑住户二次装修以

及不同档次装修的需要；应有较低的噪声、较好的环保性（室内、室外）、较高的安全性等。

#### 4.1.2 住宅空调系统选择原则

住宅空调系统应根据住宅建设标准、当地能源结构、冬季供热方式、计量控制要求等因素选择，并要符合国家的节能政策、环保政策、消防法规以及有关的地方法规。

(1) 房间空调器包括窗式空调器、分体式空调器（挂机、柜机，含一拖二机型，不包括一拖多系统），是一般住宅或住户自备的主要空调形式。其优点是：1) 国产家用空调器价格低且性能较好、质量可靠；2) 安装、使用方便；3) 生产厂家售后服务好；4) 冷热量调节方便，住户可自主控制；5) 空调用电计量方便；6) 热泵型可满足非严寒地区夏季制冷、冬季采暖的需要。

其缺点有：1) 能效比低。按国家标准，家用空调合格品的能效比仅为 2.4，国内名牌产品大致为 2.4~2.9，较水冷冷水机组的 5.2~5.8 要低得多；2) 家用空调难于保证良好的室内环境品质和舒适性。住宅的居室和起居室一般都会有很多家具和杂物，室内温度场、速度场都难以均匀。非变频的家用空调均采用压缩机启停控制，而其温度传感器又设在靠近蒸发器盘管的位置，使室内温度波动大。窗式空调和某些质量较差的分体空调室内机的噪声也超过住宅环境标准。分体空调没有新风，窗式空调虽可吸入新风，但新风量远远满足不了卫生要求，家用空调器空气过滤器效率很低，尤其对 5 $\mu\text{m}$  以下小粒径可吸入粉尘几乎不起作用。3) 分体空调的室外机组和窗式空调机组破坏了建筑的外观，家用空调的热风、噪声、冷凝水成了城市的新公害，而大量悬挂的室外机也成为安全隐患；4) 大气污染使家用空调的室外机组效率逐年下降，能耗逐年增加。

(2) 集中处理的全空气系统无机房位置、布管困难、难以分户、分室控制、调节，不适合住宅使用。

(3) 当有集中冷、热源或有集中供热并有条件设置制冷机房时，可采用风机盘管加新风系统。

(4) 电力富裕、有辅助热源、有设置冷却塔位置的住宅，适于采用闭式环路的水源热泵系统。

(5) 允许打井取水并回灌的地区可采用地温水源热泵系统。

(6) 无机房位置、无其他热源的非冬季严寒地区的新建或旧住宅加装空调系统时，宜选择采用制冷剂容量可调的直接蒸发式空调系统，即 VRV 系统。

(7) 无集中冷热源、有分户计费要求的各类住宅，可采用各种形式的户式中央空调系统。

## 4.2 风机盘管系统

风机盘管系统应用于住宅具有如下特点：

- (1) 控制、调节方便；
- (2) 一次投资和运转费用低，节能性较好；
- (3) 风机盘管机组定型化、规格化，易于选择安装；
- (4) 可设置独立新风系统，有利于提高空调房间的室内空气品质；
- (5) 噪声低，如夜间在低速下运行，噪声更低；



- (6) 适合各种冷热源；
- (7) 水管有可能漏水，冷凝水盘可滋生影响人体健康的微生物；
- (8) 风机盘管机组过滤效率差。

该种空调形式有集中冷热源方式和分户独立方式两种，前者是常规意义上的中央空调风机盘管系统，后者习惯上被划为户式中央空调的一种形式，两者的室内系统是一致的，正确理解中央空调风机盘管系统，有助于户式中央空调风机盘管系统的设计与安装。

#### 4.2.1 风机盘管机组

##### 4.2.1.1 风机盘管机组构造

风机盘管的基本组成是表冷器（翅片盘管）、风机、过滤器和壳体。图 4-1 是风机盘管机组构造示意图。

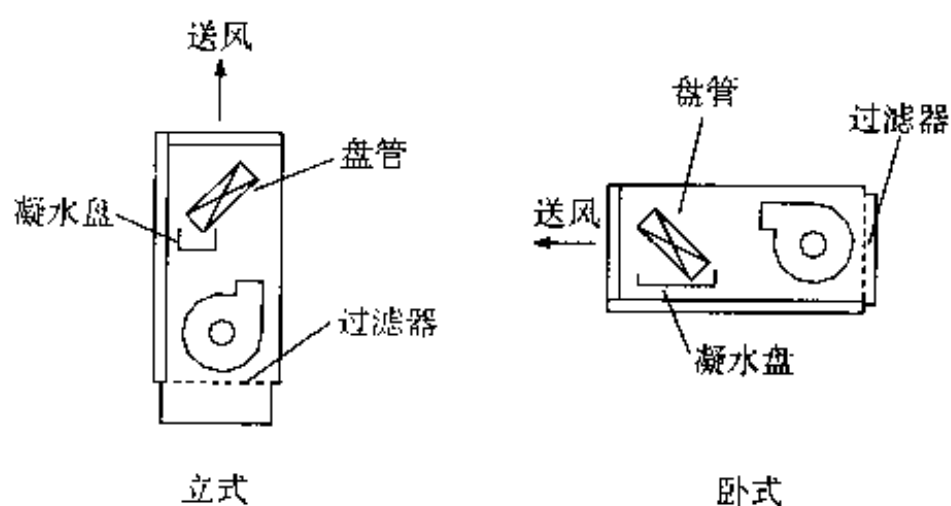


图 4-1 风机盘管

表冷器是影响风机盘管的主要部件，承担着冷热媒水与空气热湿交换的主要任务。影响表冷器热工性能的主要因素有：表冷器的结构形式和几何尺寸（翅片间距、管排数、铜管直径、管间距、管程数等）、迎风面速度、盘管内水流速度、加工工艺（穿片工艺、胀管方式等）。风机负责空气的输送，是风机盘管机组产生噪声的声源。过滤器国产机组均为网状标准过滤器，国外有新型电子过滤器。

风机盘管根据水系统的要求有二管制、四管制之分。二管制所用风机盘管机组冷热水共用一套盘管，冬、夏季运行由系统进行切换；四管制所用的机组分设冷、热盘管，一般采用冷水盘管三排、热水盘管一排的做法。

风机盘管的结构形式，有立式、卧式、吊顶式等。

风机盘管安装形式有明装、暗装之分，如立式明装、卧式暗装等。

风机盘管的风机一般采用前向多翼离心风机，电机采用电容式电机。目前国外新型的产品较多采用无刷直流电机，国内也已有厂家研制生产。无刷直流电机部分负荷时节能性好，噪声低，适于采用无级调速运行，温控精度高。

##### 4.2.1.2 风机盘管基本参数

表 4-1 是机械行业标准《风机盘管机组》（JB/T 4283—91）规定的风机盘管性能基本参数。一些国外厂家或中外合资厂家，其产品系列一般不依照该标准，使用时应仔细校核。当使用条件与测试条件不同时，也应通过校核使用。

风机盘管性能参数

表 4-1

型号	名义风量 (m <sup>3</sup> /h)	名义供冷量 (W)	名义供热量 (W)	单位风机功率 供冷量 (W/W)	水压力损失 (kPa)	允许声级 [dB (A)]
FP-2.5	≥95% × 250	≥95% × 1400	≥95% × 2100	≥40	≤110% × 15	≤35
FP-3.5	350	2000	3000	45	20	37
FP-5	500	2800	4200	50	24	39
FP-6.3	630	3500	5250	55	30	40
FP-7.1	710	4000	6000	52	40	42
FP-8	800	4500	6750	50	44	45
FP-10	1000	5300	7950	45	54	46
FP-12.5	1250	6600	9900	47	34	47
FP-14	1400	7400	11100	45	38	48
FP-16	1600	8500	12750	45	40	50
FP-20	2000	10600	15900	40	50	54
FP-25	2500	13300	19950	—	—	—

- 注：1. 名义风量指进口空气干球温度 14~27℃、风机转速为最高额定转速，机组进出口压差为零时测得的风量值，经换算成标准状态（1atm, 20℃）下的风量；
2. 名义供冷量指进口空气干球温度为 27℃、湿球温度为 19.5℃、进口水温为 7℃、进出口水温差为 5℃时的参数；
3. 名义供热量指进口空气干球温度为 21℃、进口水温为 60℃、供水量与名义供冷工况的流量相同时的参数；
4. 允许声级指在消声室内，在额定最高转速下进行噪声测量时，其噪声的 A 声级最大允许值。

表 4-2 是某厂家风机盘管性能参数表。

某厂家风机盘管性能参数

表 4-2

型号	名义风量			名义冷量			名义热量			噪声	水量	水阻力	电机功率	
	(m <sup>3</sup> /h)			(W)			(W)			[dB (A)]	(kg/h)	(kPa)	(W)	
	高	中	低	高	中	低	高	中	低	高中低			标准型	余压型
FP-3.5	350	240	150	1920	1670	1400	3070	2670	2250	36 28 24	330	7	30	50
FP-5	500	350	220	2790	2430	2040	4470	3890	3260	38 30 26	480	10	50	75
FP-6.3	630	430	280	3840	3340	2800	6140	5340	4480	39 34 31	660	14	60	85
FP-8	800	550	350	4540	3950	3310	7280	6320	5290	43 38 32	780	17	75	115
FP-10	1000	690	440	5230	4550	3820	8370	7290	6110	44 39 33	900	20	85	135
FP-12.5	1250	860	550	7680	6680	5610	12280	10680	8970	45 33 23	1320	24	100	175
FP-16	1600	1100	700	9070	7890	6620	14510	12620	10600	48 37 25	1560	35	130	220
FP-20	2000	1380	880	10470	9110	7640	16750	14570	12220	52 44 31	1800	45	170	265
FP-25	2500	1720	1100	15350	13350	11210	24560	21360	17930	53 45 32	2640	24	200	350
FP-32	3200	2200	1400	18140	15780	13240	29020	25240	21190	55 48 35	3120	35	260	440
FP-40	4000	2760	1760	20930	18210	15280	33490	29140	24440	56 49 37	3600	45	340	530

- 注：1. 余压型指风机盘管与测试室的空气静压值 30Pa；
2. 其余参数同上。

### 4.2.1.3 风机盘管机组的调节

#### (1) 三档风速调节

目前国内应用最广泛的风机盘管调节方法。通过三速开关调节电机输入电压，以调节风机转速，调节风机盘管的冷热量。该方式简单方便、初投资较少，但普遍存在三档风速差别较小、调节范围不大的问题。

#### (2) 变频无级调速

采用电机变频调节技术，根据室内恒温器设定自动无级调速。调节范围大，温度波动小，控制精度高，节能性明显。微电脑控制，可具有定时开关机等多种功能。与三速调节类似，低负荷时对室内气流组织可能会产生影响。

#### (3) 水量调节

通过室内恒温器和装在水管上的小型电动直通和三通阀（开关调节或连续调节）自动调节水量或水温。前者形成负荷侧的变流量系统，如与冷源侧配合，可节约循环系统能耗，该种调节方法对控制及执行元件要求较高，初投资也高。后者形成负荷侧的定流量系统。水量调节与风速调节结合使用，可提高温控精度、避免低风量下气流组织恶化、节能性好。

#### (4) 旁通风门调节

通过风机盘管本身旁通风门调节，可满足恒温恒湿要求，气流分布均匀。国内应用较少。

## 4.2.2 新风处理

### 4.2.2.1 无组织新风

无组织新风的风机盘管系统指不设独立新风系统，新风供给靠定时开窗换气或通过厨房卫生间排风引起的室内负压由门窗缝隙无组织渗入。这种方式初投资少、节约建筑空间、运行费用低、管理方便。但靠渗透补新风，易受风压、热压影响，新风量大小无法控制，且当室外大气污染严重时，不经过滤而渗入的新风清洁度很差；在浴厕排风时又常常发生短路现象，室外新风不能正常补入室内；室内盘管湿工况严重，凝水量大，卫生条件差。在集中空调系统所提供的温度、湿度、空气新鲜度、空气清洁度等人体舒适所需的几个要素中，单纯风机盘管系统仅满足了温度的要求，即将空调系统降格为冬季采暖、夏季降温的低档次需求。

该种方式风机盘管空气处理过程如图 4-2，风机盘管负担所有围护结构负荷及室内得热负荷和渗入新风负荷。关于渗入风量大小，当室内排风系统为间断运行时，可按第 2.4 节方法计算；当室内排风系统为连续运行时，应以连续运行的排风系统的风量作为渗入风量。

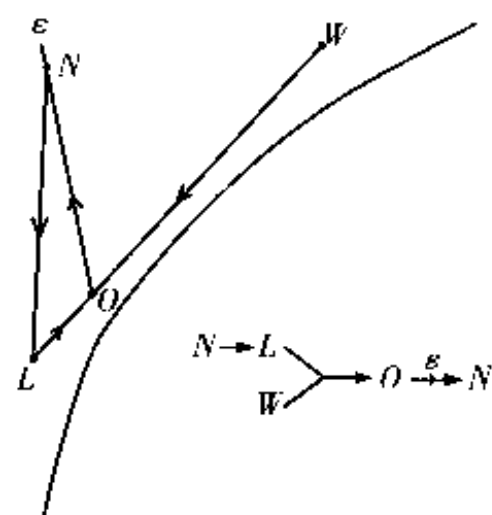


图 4-2

### 4.2.2.2 与室内通风系统结合

采用本书 5.2.2 节所述的各种住宅机械通风系统供应新风并排风，注意对空调负荷的影响。

### 4.2.2.3 独立新风系统

有条件时，风机盘管系统应尽量设置独立新风，即通常所说的“风机盘管加新风系统”。此时应注意，新风处理终状态不同则室内空气状态变化过程不同，风机盘管机组和

新风机组在负荷的分配上也不同。原则上，新风应负担较大的湿负荷，使室内风机盘管尽可能在析湿量小的工况下运行，而对卫生和运行安全有利。以下分析几种可能的新风处理过程：

(1) 新风处理到  $t_N$  线

空气处理过程如图 4-3。其特点如下：

- 1) 新风处理焓差小，新风机组不能充分发挥冷却去湿功能；
- 2) 新风送风温度可由室内干球温度控制机组二通阀或三通阀；

3) 风机盘管机组除负担室内冷负荷、湿负荷，还要负担部分新风冷负荷、湿负荷，所需设备机型大。由于风机盘管去湿能力较差，室内湿度不易控制；风机盘管凝水量大，卫生条件差；

4) 较少采用。

基本关系式有：

$$\text{房间空调风量 } G = \frac{\Sigma Q}{h_N - h_O}$$

$$\text{风机盘管风量 } G_F = G - G_W \quad G_F = \frac{\Sigma Q_N}{h_L - h_O}$$

$$\text{新风量 } G_W = \frac{Q_W}{h_O - h'_L} = \frac{Q_W}{h_W - h_L}$$

$$\text{风机盘管负担负荷 } Q_F = \Sigma Q_N + G_W(h_W - h_N)$$

$$h'_L = h_O + \frac{G_W}{G_F}(h_L - h_O)$$

$$h'_L = h_N - \frac{\Sigma Q}{G_F}$$

风机盘管负担的湿负荷

$$D = \Sigma W + G_W(d_L - d_N)$$

新风机组负担的负荷

$$Q_W = G_W(h_W - h_L)$$

(2) 新风处理到  $h_N$  线

空气处理过程如图 4-4，其特点是：

- 1) 新风送风焓差根据室内空气焓值控制，易于实现；
- 2) 新风冷负荷全部由新风机组承担，风机盘管仅

负担由围护结构、室内人体、灯光、设备等构成的冷负荷，而后者是负荷中随时间、季节、使用条件等变化的部分，可充分发挥风机盘管易于调节的优势；

3) 风机盘管机组除负担室内湿负荷，还要负担部分新风湿负荷，风机盘管仍在湿工况下运行；

4) 风机盘管与新风机组承担负荷均衡，要求的冷水温差相差不大，目前国内工程采用较多。

基本关系式有：

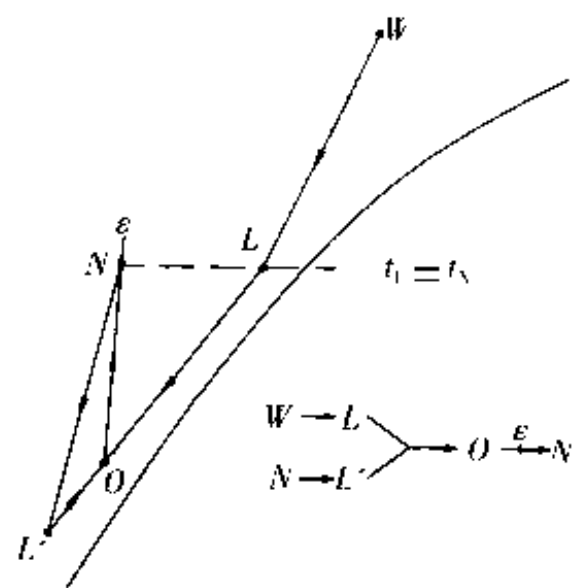


图 4-3

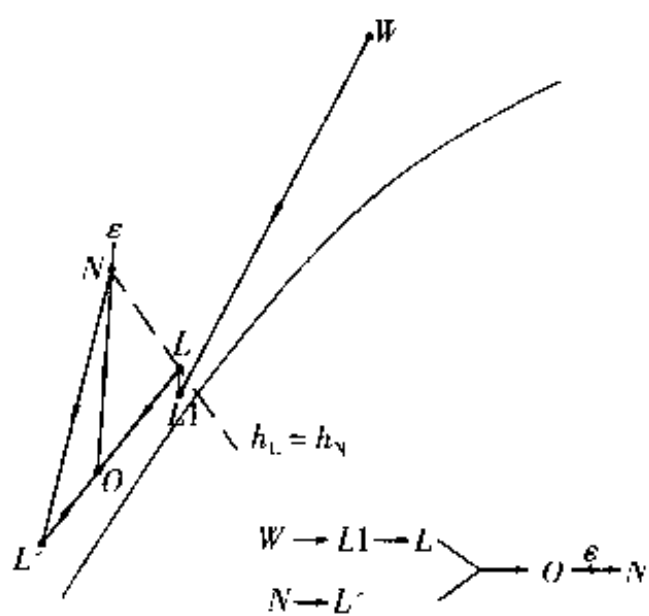


图 4-4

房间空调风量  $G = \frac{\Sigma Q}{h_N - h_0}$

风机盘管风量  $G_F = G - G_W$   $G_F = \frac{\Sigma Q_N}{h_L - h_0}$

新风量  $G_W = \frac{Q_W}{h_0 - h'_L} = \frac{Q_W}{h_W - h_L}$

风机盘管负担负荷  $Q_F = \Sigma Q$

风机盘管负担的显热负荷  $Q_{FS} = G_F C (t_n - t_L)$

$$h'_L = h_0 + \frac{G_W}{G_F} (h_L - h_0)$$

$$h'_L = h_N - \frac{\Sigma Q}{G_F}$$

风机盘管负担的湿负荷

$$D = \Sigma W + G_W (d_L - d_N)$$

新风机组负担的负荷

$$Q_W = G_W (h_W - h_L)$$

(3) 新风处理到  $d_L = d_N$

空气处理过程如图 4-5, 其特点有:

- 1) 新风机组控制出风露点温度等于室内露点温度;
- 2) 风机盘管负担一部分室内冷负荷, 新风机组负担新风冷负荷、部分室内冷负荷;
- 3) 风机盘管湿工况运行, 但仅负担室内湿负荷, 新风湿负荷由新风机组负担;
- 4) 风机盘管和新风机组可用一种冷水温度 (7~10℃) 处理, 运行简单。

基本关系式有:

房间空调风量  $G = \frac{\Sigma Q}{h_N - h_0}$

风机盘管风量  $G_F = G - G_W$   $G_F = \frac{\Sigma Q_N}{h_L - h_0}$

新风量  $G_W = \frac{Q_W}{h_0 - h'_L} = \frac{Q_W}{h_W - h_L}$

风机盘管负担负荷  $Q_F = \Sigma Q - G_W (h_N - h_L)$

$$h'_L = h_0 + \frac{G_W}{G_F} (h_L - h_0)$$

$$h'_L = h_N - \frac{\Sigma Q}{G_F}$$

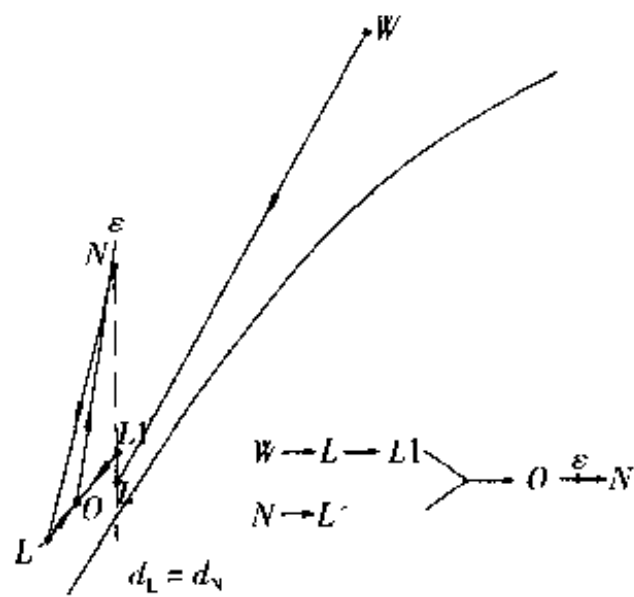


图 4-5

风机盘管负担的湿负荷

$$D = \Sigma W$$

新风机组负担的负荷

$$Q_W = G_W (h_W - h_L)$$

(4) 新风处理到  $d_L < d_N$

空气处理过程如图 4-6, 其特点有:

- 1) 新风机组不仅负担新风冷负荷, 还负担部分室内显热冷负荷和全部潜热冷负荷;
- 2) 风机盘管仅负担一部分室内显热冷负荷 (人、照明、日射), 可选小型号机组;
- 3) 风机盘管等湿冷却, 可改善室内卫生状况和防止水患;
- 4) 新风机组处理焓差大, 水温要求 5℃ 以下, 盘管排数 6~8 排;
- 5) 用于卫生要求高的场合, 欧美采用较多。

基本关系式:

$$\text{房间空调风量 } G = \frac{\Sigma Q}{h_N - h_O}$$

$$\text{风机盘管风量 } G_F = G - G_W \quad G_F = \frac{\Sigma Q_N}{h_O - h_L}$$

$$\text{新风量 } G_W = \frac{Q_W}{h'_L - h_O}$$

$$\text{风机盘管负担负荷 } Q_F = \Sigma Q - G_W(h_N - h_L)$$

$$h'_L = h_O + \frac{G_F}{G_W}(h_L - h_O)$$

$$h'_L = h_N - \frac{\Sigma Q}{G_F}$$

$$h_L = h_O - \frac{G_F}{G_W}(h'_L - h_O)$$

$$d_L = d_N - \frac{\Sigma Q}{G_F}$$

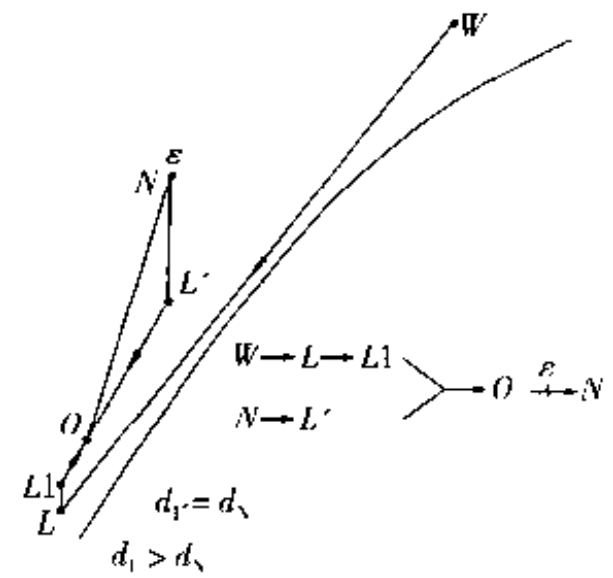


图 4-6

新风机组负担的负荷

$$Q_W = G_W(h_W - h_L)$$

(5) 新风处理到  $h_N$ , 送入风机盘管

空气处理过程如图 4-7, 其特点为:

- 1) 新风送入风机盘管回风箱, 风机盘管处理的风量比其他方式大, 选型不易;
- 2) 当风机盘管送风机停止工作时, 新风从回风口吹出, 造成对过滤器反吹, 卫生条件差;
- 3) 不必在室内为新风设置单独的送风口。

基本关系式为:

$$\text{房间空调风量 } G = \frac{\Sigma Q}{h_N - h_O}$$

$$\text{风机盘管风量 } G_F = G$$

$$h'_L = h_N - \frac{\Sigma Q}{G}$$

$$\text{风机盘管负担负荷 } Q_F = \Sigma Q$$

$$D = \Sigma W + G_W(d_L - d_N)$$

新风机组负担的负荷

$$Q_W = G_W(h_W - h_L)$$

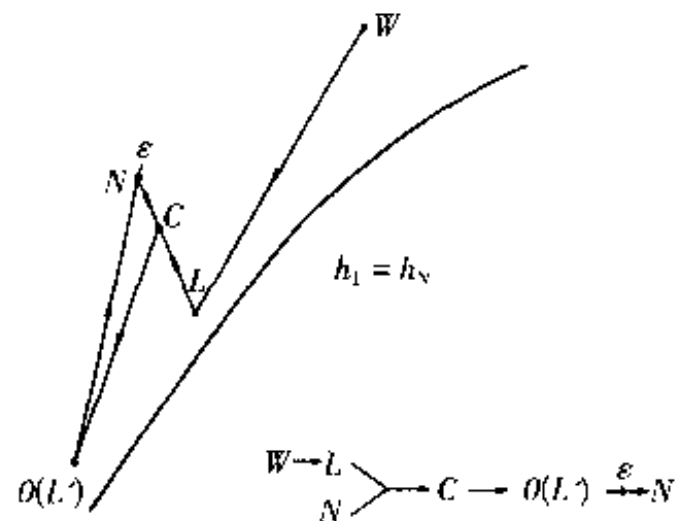


图 4-7

式中  $G$ ——房间总空调风量 (kg/s);  
 $G_w$ ——新风量 (kg/s);  
 $G_f$ ——风机盘管风量 (kg/s);  
 $Q_f$ ——风机盘管的冷量 (kW);  
 $Q_{FS}$ ——风机盘管的显热冷量 (kW);  
 $Q_w$ ——新风机组冷量 (kW);  
 $\Sigma Q$ ——空调房间的总冷负荷 (不包括新风负荷) (kW);  
 $\Sigma W$ ——空调房间的总湿负荷 (kg);  
 $h$  焓值 (kJ/kg);  
 $d$ ——含湿量 (kg)。

#### 4.2.2.4 冬季工况新风处理

风机盘管加独立新风系统的新风处理方式 (冬季)

表 4-3

空气处理过程	基本关系式	空气处理过程	基本关系式
见图 4-8 新风直接送入室内	<ol style="list-style-type: none"> <li><math>G = \frac{\Sigma Q}{h_N - h_O}</math></li> <li><math>G_f = G - G_w</math></li> <li><math>\frac{G_w}{G} = \frac{h_M - h_O}{h_M - h_E} = \frac{d_M - d_O}{d_M - d_E}</math></li> <li><math>t_M = t_N + (15 \sim 20)</math></li> <li><math>t_{W1} = t_E = \frac{h_F - 2500d_E}{1.01 + 1.84d_E}</math></li> <li><math>Q_F = G_f C_p (t_M - t_N)</math></li> <li><math>Q_w = G_w C_p (t_{W1} - t_w)</math></li> <li><math>W = G_w (d_F - d_w)</math></li> </ol>	见图 4-9 新风送入盘管回风箱内	<ol style="list-style-type: none"> <li><math>G = \frac{\Sigma Q}{h_N - h_O}</math></li> <li><math>G_f = G</math></li> <li><math>t_C = t_N - (2 \sim 5)</math></li> <li><math>\frac{G_w}{G} = \frac{h_N - h_C}{h_N - h_E} = \frac{d_N - d_C}{d_N - d_E}</math></li> <li><math>Q_F = G C_p (t_O - t_C)</math></li> </ol>

式中  $Q_f$ ——风机盘管加热量 (kW);  
 $Q_w$ ——新风机组加热量 (kW);  
 $W$ ——蒸汽加湿量 (kg); 其余同上。

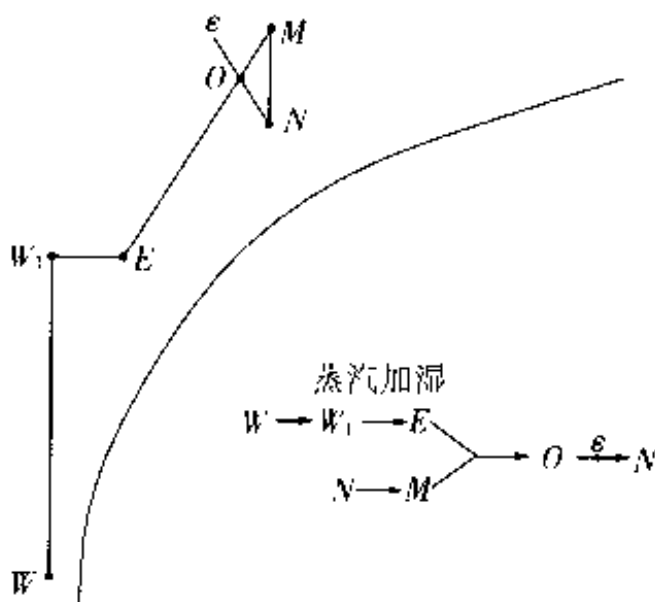


图 4-8

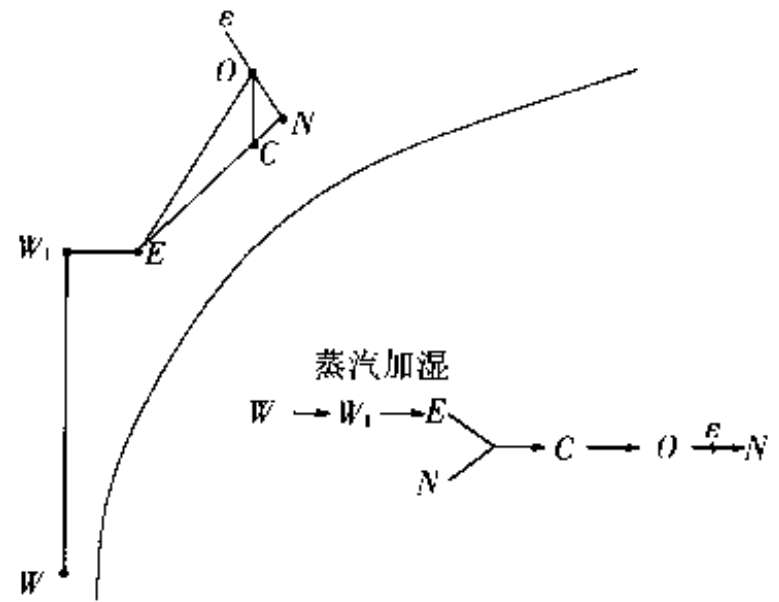


图 4-9

#### 4.2.3 风机盘管机组选择

根据前面分析,不同的新风处理过程会影响风机盘管与新风机组的负荷分配,因此,

简单地按空调房间的冷负荷选择风机盘管、按新风量选择新风机组的做法是不恰当的。正确的做法应根据新风处理方式绘制  $h-d$  图，经过计算再选择。步骤如下：

(1) 计算房间空调冷负荷  $\Sigma Q$  (kW)。详见 2.4 节，考虑机组盘管积尘对传热的影响，冷负荷应乘以修正系数  $a$ ：

仅作冷却用  $a = 1.10$

作加热、冷却两用  $a = 1.20$

仅加热使用  $a = 1.15$

(2) 计算新风量  $G_w$  (kg/s)。

(3) 确定新风处理过程，绘制  $h-d$  图，根据 4.2.2 节所列各公式计算空调房间总风量  $G$ 、风机盘管负担风量  $G_F$ 、风机盘管负担全冷量  $Q_F$ 、显冷量  $Q_{FS}$ 、新风机组负担冷量  $Q_w$  等。

(4) 选择风机盘管型号和台数。根据风机盘管处理风量  $G_F$  和风机盘管的高档风量选择风机盘管的型号和台数，确定水温和水流量。

(5) 风机盘管处理过程的校核计算。查产品资料全性能曲线（或全性能表），校核风机盘管全冷量和显冷量是否均满足室内要求，如不满足，可改变盘管进水量或进水温度  $t_{wi}$ （在风量和面风速一定的情况下）。

(6) 计算水阻力。

(7) 校核冬季机组加热量。一般情况下冬季水流量不变，与夏季相同，水温采用  $60^\circ\text{C}$ ，加热量一般过于富裕。

实际设计中常按中档冷量选择风机盘管机组，这是考虑实际运行时因积尘、湿工况下翅片间形成水膜、送回风口增加风阻等因素使得风机盘管机组送风量减少、冷量降低所采取的近似做法，不是选择的依据，可作一般参考。

#### 4.2.4 风机盘管水系统

##### 4.2.4.1 水系统分类

(1) 根据输送冷热媒管道数量分为双管制、三管制和四管制系统。双管系统冬夏共用一套供回水管路，系统简单，初投资省，国内绝大多数工程都采用这种型式；三管系统的每个风机盘管都有冷、热两条供水管，而回水管共用一根，三管系统有混合损失，水力工况复杂，鲜有使用；四管系统冷热供回水管分开设置，调节灵活，初投资高，管道占用空间大，国内只在部分高级宾馆采用，但运行效果并不理想，大都按双管运行。

(2) 按循环水管路是否与大气直接接触分为开式循环系统和闭式循环系统。开式系统能耗高，一般只在水蓄冷系统中采用。

(3) 按是否改变系统循环水量来调节空调负荷分为变流量系统和定流量系统。当水路设二通阀靠改变流入风机盘管的水量来调节负荷时，水系统为变流量系统；当水路设三通阀靠改变供回水温差来调节负荷，或者流入风机盘管的水量恒定仅靠改变风机转速来调节负荷时，水系统为定流量系统。

(4) 根据管路行程可分为同程式系统和异程式系统。同程系统又有水平管路同程和垂直管路同程之分，同程系统中每个末端设备或每个支路所经过的水路行程接近相等。

(5) 根据膨胀水箱位置及型式可分为高位开式膨胀水箱和落地闭式膨胀水箱。



(6) 根据冷热源及负荷侧是否分别设置循环泵可分为单级泵系统、二级泵系统。

住宅适用的风机盘管水系统一般为二管制、闭式循环、定水流量系统，垂直系统按单元设置，每户设置一个入口，户内一般采用异程，垂直方向高层住宅一般采用同程，多层住宅可采用异程，膨胀水箱可为高位开式膨胀水箱或落地闭式膨胀水箱。当层数较高(25~30层以上)、建筑体量较大时，宜采用二级泵系统，以减轻冷热源设备承压，节约运行费用。

#### 4.2.4.2 水系统分区

高层住宅应根据建筑高度与系统管路、设备、部件的承压能力考虑竖向分区设计。

##### (1) 系统的最高压力

水系统承受压力最大的地方是系统的最低处或水泵出口处，如图4-10，有下列三种情况：

1) 系统停止运行时，A点承压最大：

$$P_A = 9.81h \quad (4-1)$$

2) 系统正常运行时，A点和B点均可能承压最大：

$$P_B = 9.81h_1 + P_j - H_{CB} \quad (4-2)$$

$$P_A = 9.81h + P_j - H_{CB} - H_{BA} \quad (4-3)$$

3) 当系统瞬时启动，但动压尚未形成或阀门4处于关闭状态，此时B点的压力最大：

$$P_B = 9.81h_1 + P \quad (4-4)$$

式中  $P_A$ 、 $P_B$ ——A点和B点处的静压(kPa)；

$h$ 、 $h_1$ ——膨胀水箱液面至A点、B点的垂直距离，或闭式膨胀水箱定压点压力(m)；

$H_{CB}$ ——C点至B点的摩擦和局部阻力之和(kPa)；

$H_{BA}$ ——B点至A点的摩擦和局部阻力之和(kPa)；

$P_j$ 、 $P$ ——水泵的静压和全压(kPa)；

$$P_j = P - \frac{v^2}{2} \quad (4-5)$$

$v$ ——B点处管内流速(m/s)。

设备、部件的承压能力应按上述1)、2)两项的最大值并加一定安全因素考虑，并能承受第3)项压力。设备、部件所处的高度不同，其所承受的压力也不同。

##### (2) 设备、部件的耐压

###### 1) 设备：

压缩式冷水机组	1.0MPa (1.6MPa、2.0MPa)
吸收式冷水机组	0.8MPa (1.0MPa、1.4MPa、1.6MPa)
风机盘管及空气表冷器	1.0MPa (1.6MPa、2.5MPa)
水泵壳体	1.0MPa (1.6MPa、2.5MPa) (吸入口压力 $\leq 1.0$ MPa，采用填料密封； $> 1.0$ MPa，采用机械密封)

###### 2) 管道：

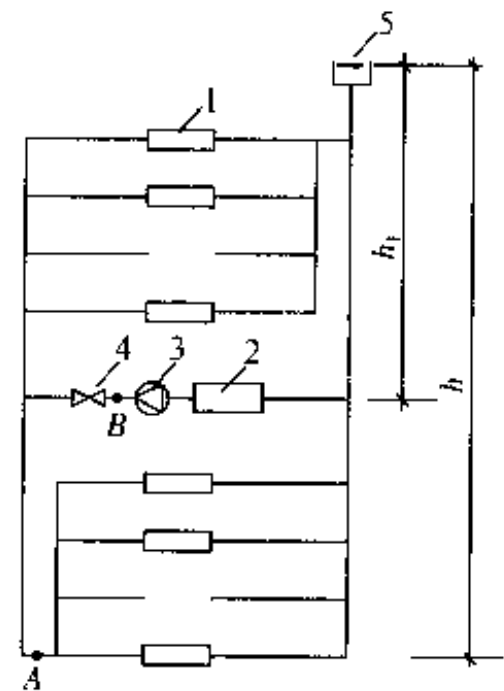


图4-10 水系统承压分析

1—负荷；2—制冷机或换热器；  
3—循环泵；4—阀门；  
5—膨胀水箱

水煤气管 ( $\leq DN150$ ) 1.0MPa;  
 直缝、螺旋缝焊接钢管 ( $DN \geq 200$ ) 1.6MPa;  
 普通无缝钢管 (冷拔管  $\leq DN200$ , 热轧管  $\leq DN600$ ) 6.4MPa

3) 阀门:

低压阀  $P_N \leq 1.6\text{MPa}$ , 灰铸铁阀体

中压阀  $P_N = 2.5 \sim 6.4\text{MPa}$ , 可锻铸铁、球墨铸铁、钢制阀体

高压阀  $P_N \geq 10\text{MPa}$

(3) 水系统分区

1) 高层建筑空调水系统分区一般多按垂直高度 80m 计算, 这主要是基于普通风机盘管 1.0MPa 耐压能力的考虑。由于我国现行《高层民用建筑设计防火规范》将建筑高度 100m 作为划分普通高层建筑与超高层建筑的界限, 因此实际工程中接近 100m 的建筑较多, 如按分区设计势必造成系统复杂、造价增加。此时适当提高下部高压区设备、管道及附件的承压能力而系统不分区, 即采用一泵到顶的做法是合理的, 这种做法运行管理方便, 设备备用性也好。

2) 单纯住宅功能的高层建筑一般不设中间设备层, 可采用:

a) 上区冷热源放在塔楼屋顶层, 下区放在地下室;

b) 两个区的冷热源设备均放在地下室, 其中上区冷热源及循环泵为耐高压设备, 其余设备及附件均为普通耐压。

3) 当有中间设备层, 如超高层住宅或部分住宅、部分写字间或客房的综合性高层建筑, 可采用:

a) 冷热源设备层设于中间设备层, 上下区分别供;

b) 冷热源设备设于低层或地下室, 设备层设板式换热器供上区。

4) 当系统必须分区而超压层数不多时, 可将顶部数层采用独立空调系统如风冷热泵、VRV 系统等, 保证其余楼层在允许压力范围之内。

#### 4.2.4.3 水力计算

(1) 循环水量

$$\text{定流量系统的循环泵水流量: } W = \frac{3600Q}{C_p \cdot \rho \cdot (t_h - t_g)} \quad (4-6)$$

$$\text{变流量系统的循环泵水流量: } W = \frac{3600n_1 n_2 Q}{C_p \cdot \rho \cdot (t_h - t_g)} \quad (4-7)$$

式中  $W$ ——循环水泵流量 ( $\text{m}^3/\text{h}$ );

$Q$ ——各空调房间设计工况时的负荷总和 ( $\text{kW}$ );

$C_p$ ——水的比热容, 可取  $4.19\text{kJ}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})$ ;

$\rho$ ——水的密度, 可取  $1000\text{kg}/\text{m}^3$ ;

$t_g$ 、 $t_h$ ——供回水温度 ( $^\circ\text{C}$ );

$n_1$ ——建筑物设计工况下的负荷系数, 与建筑物形状、使用功能等有关,  $n_1 = 0.8 \sim 0.9$ ;

$n_2$ ——负荷同时使用系数, 与建筑物功能和各房间使用时间有关,

办公楼  $n_2 = 0.8 \sim 0.9$ ,

旅馆  $n_2 = 0.7 \sim 0.8$ ,

住宅  $n_2 = 0.5 \sim 0.7$ 。

(2) 管道压力损失  $\Delta P$  (Pa)

$$\Delta P = \Delta P_y + \Delta P_j \quad (4-8)$$

其中 沿程阻力  $\Delta P_y = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot P_d$  (Pa) (4-9)

局部阻力  $\Delta P_j = \xi \cdot P_d$  (Pa) (4-10)

式中  $\lambda$ ——摩擦系数;

$d$ ——管道内径 (m);

$l$ ——管道长度 (m);

$\xi$ ——管件的局部阻力系数;

$P_d$ ——动压 (Pa)。

$$P_d = \frac{1}{2} \rho v^2 \quad (4-11)$$

$\rho$ ——水的密度 ( $\text{kg}/\text{m}^3$ );

$v$ ——水流速度 (m/s)。

工程计算一般采用比摩阻法计算沿程阻力,用当量长度法计算局部阻力。方案阶段可按局部阻力与沿程阻力的比值  $\Delta P_j/\Delta P_y$  进行估算,对于小型住宅  $\Delta P_j/\Delta P_y = 1 \sim 1.5$ ,大型高层建筑为  $0.5 \sim 1$ ,远距离输送管道(集中供冷)为  $0.2 \sim 0.6$ 。

(3) 管道流速

管内水流速应兼顾经济和噪声两个因素,总管、大管流速可以取大一些,分支管、小管、管路末端流速宜取小一些,同程系统应使单位管长管路的阻力损失接近相等。空调水系统流速及比摩阻根据笔者经验可按表 4-4 采用。根据有关资料整理的一个空调水系统水力计算表,见附录五。

注:本表按管道绝对粗糙度  $K = 1.0\text{mm}$  根据有关公式整理而得,适用于旧钢管系统,与《实用供热空调设计手册》中的有关数据 ( $K = 0.2\text{mm}$ ) 有一定差距,设计人员可根据工程实际情况采用。

空调水系统推荐流速及比摩阻

表 4-4

公称直径 $DN$ (mm)		15~25	32~50	70~100	125~150	175~250	275~500
闭式系统	$v$ (m/s)	0.4~0.6	0.6~1.0	1.0~1.4	1.4~1.6	1.6~2.0	2.0~3.0
	$i$ (Pa/m)	100~600	100~600	100~600	100~400	100~200	100~200
开式系统	$v$ (m/s)	—	0.6~0.9	0.9~1.2	1.2~1.4	1.4~1.8	1.8~2.5
	$i$ (Pa/m)	—	100~400	100~400	100~300	100~180	100~150

(4) 几点说明

1) 系统的循环水量应根据空调冷(热)负荷计算结果利用公式(4-6)、(4-7)计算,不能直接采用房间所配风机盘管机组的额定水量。由于风机盘管机组的测试条件,其各档风量的制冷量是在水量不变(额定水量,即为最大水量)的条件下测试所得,所以,

通常按中档冷量选用的风机盘管机组，并不是按中档冷量对应的水量选定的。

2) 系统的阻力计算仍应以按负荷计算的循环水量为依据。对于按中档冷量选定风机盘管机组的系统来说，实际运行时如以负荷计算的水量运行，则流过表冷器的水量低于其额定水量，其各档实际冷量必然低于其额定冷量；实际运行时如以所配风机盘管机组额定水量的累计水量运行，则系统阻力大大增加，应加大管径、增加投资。

因此，正确的做法仍是按高档冷量选定风机盘管机组，则系统循环水量及阻力与风机盘管额定工况一致，而在选择循环水泵时适当考虑一定的裕量系数。

#### 4.2.4.4 循环水泵选择

##### (1) 水泵扬程

在前述系统总压力损失计算的基础上，乘以 1.1~1.2 的安全系数；

##### (2) 水泵流量

在负荷计算的基础上乘以 1.1~1.2 的安全系数，同时应与制冷机的额定水量进行校核。即：当负荷侧的计算水量小于制冷机额定水量时宜按制冷机额定水量选配水泵；当负荷侧的计算水量大于制冷机额定水量时，如果水量仍在制冷机允许范围之内，可按负荷侧数值选配水泵；如果超出太多，说明负荷侧计算不准，或是制冷机选型不当，应当重新校核计算。

如果设计中是以风机盘管机组的中档冷量求出的水量作为水力计算的依据，则选配水泵时就不应再考虑附加系数了。

##### (3) 水泵设置

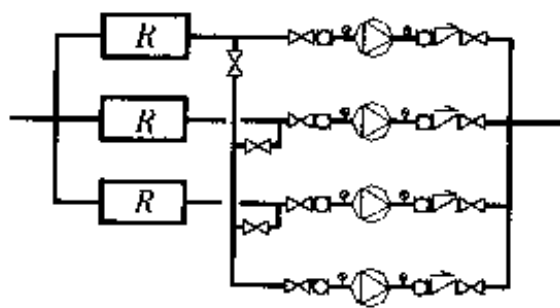


图 4-11 单级泵配管

对单级泵系统，建议采用一机一泵对应设置，可相对减少多台泵并联运行相互影响的敏感性，并且使管理简化，安全性提高。这一方式如设置备用泵，可按图 4-11 配管，切换阀门可采用手动阀门，当某台循环水泵发生故障、机组控制系统发出报警信号时，由手动进行切换；也可为电动阀门，当任意一台循环水泵发生故障时，由控制系统自动切换备用泵投入运行。

对二级泵系统，其冷源侧建议采用一一一对应布置，负荷侧可采用多泵并联设置，水泵台数与机组数量不必一致。如图 4-12 所示。

多台水泵并联工作时，要经过严格的水力计算及多泵并联曲线核定后进行选泵。对于性能曲线非常平缓的水泵，多台并联后，对于管路特性非常敏感，有时阻力变化不大但水泵流量却急剧变化，导致无法满足系统的水量要求。并联运行的水泵宜选择同型号同规格的水泵，不同的水泵并联要特别注意，保证不出现“大吃小”等情况。循环水泵采用变频调速控制实施变流量运行时，有两种做法：一是对所有并联水泵同时变频控制，改变并联后的水泵性能曲线，此法运行可靠，但初投资较高；二是将并联运行各泵其中的一台实行变频控制、而其余水泵定速运

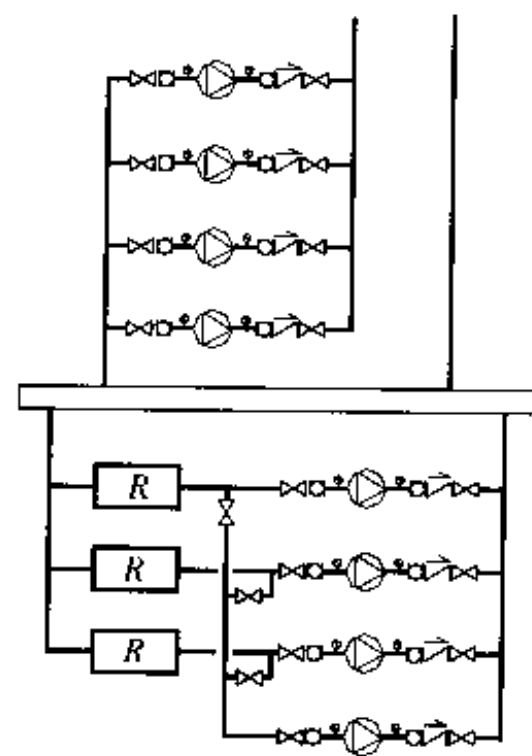


图 4-12 二级泵配管

行,如图 4-13。注意当变速泵转速降至一定值,水泵性能曲线在 A-A 以下,它是无法和以额定转速  $n_1$  运行的定速泵并联运行的,只有当  $n > n_2$  时,两泵才能正常运行。如果水泵性能曲线非常平缓,则水泵调速范围很窄,变速泵绝大多数时间处于空转状态,不仅不节能,反而多耗能。因此采用方法二的变流量运行,首先应选择性能曲线陡直的水泵型号,并通过并联曲线的计算,选择合适的变频调速范围,确定由变频向工频转换的工作点,以确保系统工作稳定。

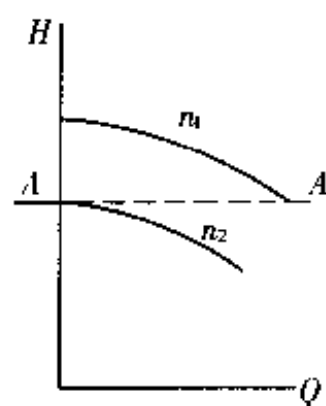


图 4-13 变频泵性能曲线

#### 4.2.4.5 管道安装

##### (1) 管道保温

空调循环水管道应进行保温,采用的保温材料有离心玻璃棉、聚氨酯、聚乙烯、橡塑等,橡塑材料具有保温效果好、吸水率低、阻燃、施工方便等特点,是住宅空调理想的保温材料。

冷凝水管道如采用金属管道应进行保温,如采用塑料管一般可不保温。

室内敷设的冷却水管道可不保温。

##### (2) 管材

空调循环水管道可为焊接钢管、镀锌钢管、无缝钢管等,冷凝水管道宜为镀锌钢管。塑料管应用于空调系统时,应注意其刚度低而线膨胀系数大的特点,由于安装环境温度与运行介质温度的差异以及冬夏季介质温度的变化等导致管道变形,造成接头漏水、坡度无法保证等弊病,因此,空调循环水系统应用塑料管应谨慎。冷凝水管道由于无压运行,且不存在介质温度变化,只要解决好坡度问题(由于塑料管材刚度较低,管道支吊架数量应较金属管材增加,否则由于管道变形,将无法保证管道的正常坡度),就可以使用。

##### (3) 管道安装

1) 冷冻水、冷却水及冷凝水管道的安装应符合现行国家标准《工业金属管道工程施工及验收规范》与《采暖与卫生工程施工及验收规范》的有关规定。

2) 管道安装前必须将管内的污物及锈蚀清理干净;安装停顿期间对管道开口应采取封闭保护措施。

3) 冷冻水管道系统应在该系统最高处且便于操作的部位设置放气阀。

4) 管道安装后应进行系统冲洗,系统清洁后方能与制冷设备及空调设备连接。

5) 管道系统安装后必须进行水压试验,冷冻水系统和冷却水系统试验压力为工作压力的 1.25 倍,最低不小于 0.6MPa,水压试验时,在 10min 内压力下降不大于 0.02MPa,且外观检查不漏为合格。

6) 冷凝水系统的渗漏试验采用充水试验,无渗漏为合格。

7) 管道与泵的连接应采用柔性连接,并在管道弯头处设置独立支架。

8) 保温管道与支、吊架之间应垫以绝热衬垫或经防腐处理的木衬垫,其厚度应与绝热层厚度相同,表面平整,衬垫接合面的空隙应填实。

#### 4.2.5 冷却水系统

##### 4.2.5.1 冷却水水质及水处理方式

循环冷却水及补充水的水质标准见表 4-5。

冷却水及补充水水质标准

表 4-5

项 目	单 位	冷却水水质标准	补充水水质标准
pH (25℃)		6.5 ~ 8.0	6.5 ~ 8.0
导电率 (25℃)	$\mu\Omega/\text{cm}$	< 800	< 200
氯离子 $\text{Cl}^-$	mg/L	< 200	< 50
硫酸根离子 $\text{SO}_4^{2-}$	mg/L	< 200	< 50
总铁 Fe	mg/L	< 1.0	< 0.3
总碱度	以 $\text{CaCO}_3$ 计 mg/L	< 100	< 50
总硬度	以 $\text{CaCO}_3$ 计 mg/L	< 200	< 50
硫离子 $\text{S}^{2-}$	mg/L	测不出	测不出
铵离子 $\text{NH}_4^+$	mg/L	< 1.0	测不出
二氧化硅 $\text{SiO}_2$	mg/L	< 50	< 30
浑浊度	mg/L	$\leq 200$	

#### 4.2.5.2 冷却塔集水盘容积

民用建筑空调用冷却水系统一般采用循环水系统，冷却塔采用集水型，利用加大冷却塔集水盘的做法代替上水箱或下水池。无论加大的集水盘或是上水箱、下水池，都要保证一定的容积，以增加系统水容量，使冷却水循环泵能稳定地工作，保证水泵入口不发生汽蚀现象。冷却水泵启动后，冷却塔的填料表面首先要润湿，并保证正常运行时的水层厚度，然后才能流向冷却塔底盘，达到动态平衡。在这段时间内，容易出现底盘缺水，引起水泵汽蚀。集水池容积有的做法按不小于十分钟的冷却水循环量，对于集水型冷却塔显然是不合适的。据有关试验数据，一般逆流式斜波填料玻璃钢冷却塔由干燥状态到正常运转，所需附着水量约为标称小时循环水量的 1.2%，即对于循环水量 200t/h 的冷却塔，其集水盘容积不小于  $200 \times 1.2\% = 2.4 \text{ (m}^3/\text{h)}$ 。目前市场上集水型冷却塔的集水池容积一般为 1~2min 的循环水量，可以满足冷却水系统的正常运行。

#### 4.2.5.3 冷却水补充水量

冷却水所需补充水量应为各种水量损失的总和。

##### (1) 蒸发损失

对于温降为 5℃ 的空调冷却水系统，蒸发损失约为循环水量的 0.93%。

##### (2) 飘逸损失

因气流风速带走的水量称做飘逸损失，国外设备约为循环水量的 0.05%~0.3%，国产设备约为 0.3%~0.35%。

##### (3) 排污损失

由于循环水中矿物成分、杂质等浓度不断增加，为此需对冷却水进行排污和补水，使系统内水的浓缩倍数不超过 3~3.5。通常排污损失量为循环水量的 0.1%~1%。

##### (4) 其他损失

包括在正常情况下循环泵的轴封漏水、个别阀门或设备密封不严引起的渗漏，以及当

冷却塔停止运转，使冷却水外溢的损失等。

#### (5) 补水量

综上所述，一般采用低噪声的逆流式冷却塔，对离心式冷水机组的补水率约为 1.53%，对溴化锂吸收式制冷机的补水率约为 2.08%。概略估算，冷却系统补水率约为 2%~3%。

#### 4.2.5.4 冷却塔配管

多台冷却塔并联时，为防止并联管路阻力不等，水量分配不均匀，致使停机时发生水在冷却塔底盘溢流的现象，各进水管上要设阀门，以调节进水量；同时在各冷却塔的底盘之间，用与进水干管相同管径的均压管（即平衡管）连接；此外，为使各冷却塔的出水量均衡，出水干管宜采用比进水干管大两号的集管并用 45°弯管与冷却塔各出水管连接。如图 4-14。

冷却塔与水泵、冷凝器可以一一对应设置，但一般采用图 4-14 所示的冷却塔进出水管为母管制，冷却水泵与冷凝器一一对应。

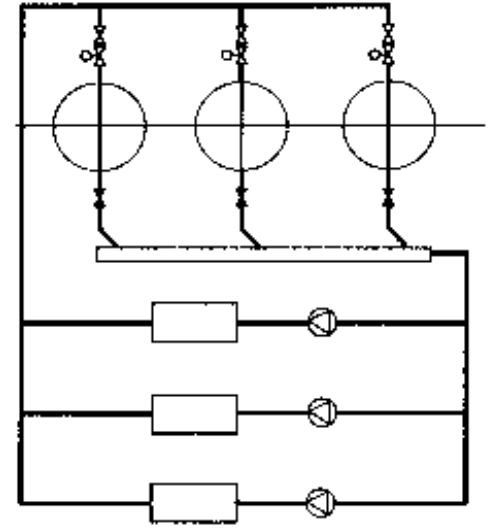


图 4-14 冷却塔配管

#### 4.2.5.5 冷却塔控制

在图 4-14 所示的冷却水系统中，每台冷却塔的进水管上装有电动蝶阀，并与水泵和冷却风机连锁控制。

冷却水温度控制有两种做法，一是如图 4-15，冷却塔出水口设温度传感器，控制冷却塔风机的启闭或变频控制风机转速；二是如图 4-16，在冷却塔供回水总管之间设旁通管和电动三通调节阀，控制风机启闭或转速以及冷却水的旁通流量。

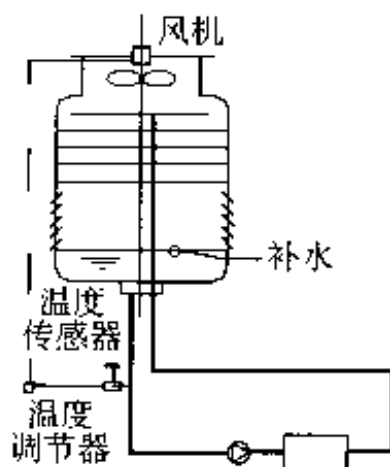


图 4-15 冷却水温度调节系统（一）

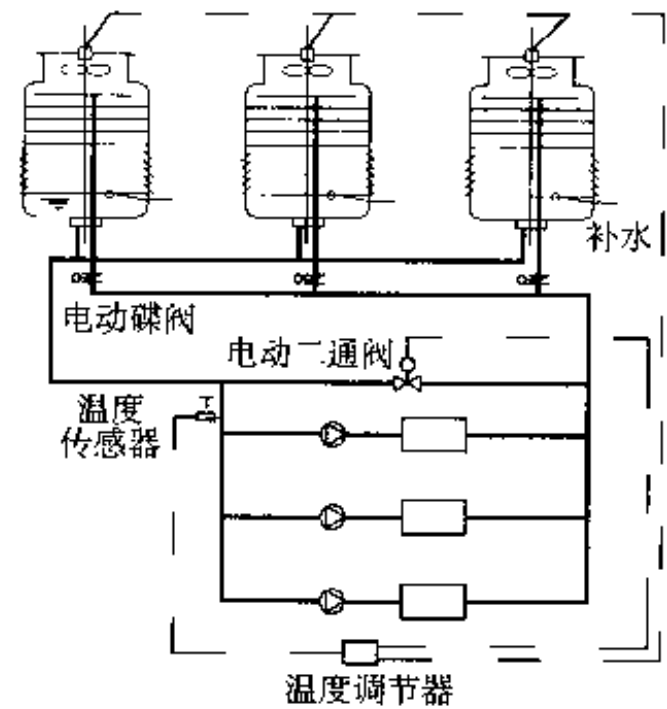


图 4-16 冷却水温度调节系统（二）

#### 4.2.6 凝结水系统

风机盘管凝结水盘泄水支管的坡度不宜小于 0.01。其他水平支干管，《通风与空调工程施工及验收规范》规定其坡度宜大于或等于 0.008。当实际工程无法保证时，最低不应小于 0.002，并适当放大管径。

冷凝水管道宜采用塑料管或镀锌钢管，不宜采用焊接钢管。采用塑料管，一般可不设防结露保温层，采用镀锌钢管时，应设置保温层。冷凝水立管的顶部，应设置通向大气的透气管。

冷凝水管的管径，应根据通过冷凝水的流量及管道坡度计算确定。一般情况下，每1kW的冷负荷每小时产生约0.4~0.8kg左右的冷凝水。通常按管道负担冷负荷确定冷凝水管径，参见表4-6。

冷凝水管径选择表

表 4-6

管径 $DN$ (mm)	20	25	32	40	50	80	100
冷负荷 $Q$ (kW)	<7	7.1~17.6	17.7~100	101~176	177~598	599~1055	1056~1512

#### 4.2.7 住宅空调常用冷热源

住宅空调常用冷源有蒸汽压缩式冷水机组、双效溴化锂吸收式冷水机组、直燃式冷水机组、风冷冷水机组等；住宅空调常用热源有集中供热、燃油热水机组、直燃式冷温水机组、风冷热泵机组、电热锅炉等。

各种冷热源机组的性能系数 (COP) 值见表 4-7。

冷热源的性能系数

表 4-7

类 型	供 冷					冷 热 两 用			供 热	
	压 缩 式			吸 收 式		直燃型冷 温水机组	风 冷 热 泵		燃油 (气) 热水锅炉	电热锅炉
	活塞式	螺杆式	离心式	单级	双效		活塞式	螺杆式		
COP	二次能	3.9	4.3	4.8	0.58	1.20	1.14/0.91	3.13/3.38	2.97/3.58	0.95
	一次能	1.149	1.267	1.41	0.377	0.78	1.0/0.8	1.13/1.22	1.07/3.38	0.88

- 注：1. 冷冻水温度 7/12℃，冷却水入口温度 32℃；热泵热水温度 40/50℃，环境温度 7℃；直燃机温水 56/60℃。  
 2. 冷热两用机中 COP (能量利用效率) 值，分子为供冷时数据，分母为供热时数据。  
 3. COP 值均为满载条件下的效率。

各种冷热源机组的特性及适用范围见表 4-8。

冷热源特性及适用范围

表 4-8

种 类	特 性	适 用 范 围
活塞式冷水机组	适用于多种制冷剂、制造容易、价格较低	宜用于单机容量 < 580kW 的空调制冷系统或 < 50kW 的空气源热泵
螺杆式冷水机组	结构紧凑，允许压缩比高，容积效率高，操作维护简单，运转平稳，调节方便，部分负荷性能好，且不会发生喘振	宜用于单机容量 580 ~ 1160kW 的大中型空调制冷系统或空气源热泵系统
离心式冷水机组	性能系数高，制冷量大，单位功率机组的重量轻、体积小、易于实现多级压缩和节流，自动化程度高	宜用于单级容量大于 580kW 的大中型空调制冷系统，特别适用于空调负荷大的高层建筑空调制冷系统及区域制冷系统



续表

种类	特性	适用范围
模块化冷水机组	采用活塞式或螺杆式压缩机, 结构紧凑、使用灵活、占用空间和面积少	适用于机房面积紧张的建筑
风冷式冷水机组	节约冷却用水、安装灵活简便, 效率低于水冷、价格高, 室外热泵机组可冬夏兼用, 随室外温度降低出力降低, 有时需设辅助热源	适用于水源贫乏或受限制的地区, 风冷热泵宜用于冬季计算温度 0℃ 左右的地区, 采用辅助热源可扩大适用范围
溴化锂吸收式冷水机组	以蒸汽或热水为热源, 水作为制冷剂, 溴化锂作为吸收剂, 噪声低, 振动小, 加工简单, 调节方便, 制冷量调节范围大, 可实现无级调节	适用于有废热或低位热能的大中型容量且冷水温度较高的空调系统
直燃式冷水机组	以轻柴油、重油、燃气为热源, 可提供采暖或生活热水, 一机两用或三用, 比蒸汽或热水型效率提高, 其他优点同上	电力紧张, 有方便的油、气源的空调系统
燃油气热水锅炉	以轻柴油、重油、燃气为热源, 供应采暖或生活热水, 分有压和无压式, 自动化程度高	无集中供热, 且无法设置燃煤锅炉房的采暖建筑
电热锅炉	以电力为热源, 效率高, 其余同燃油(气)热水锅炉	电力充裕, 无集中供热, 无法设置燃煤锅炉的采暖建筑

## 4.2.8 工程实例

### 4.2.8.1 中央空调系统与家用空调经济比较

实例: 由两栋 24 层高层组成的一个小区, 经济比较见表 4-9。

实例的经济比较

表 4-9

项目	中央空调系统	家用空调系统
建筑总面积 (m <sup>2</sup> )	40320 (两栋 24 层高层住宅)	
空调总面积 (m <sup>2</sup> )	27418	
住户数	384	
每户建筑面积 (m <sup>2</sup> )	105	
每户空调面积 (m <sup>2</sup> )	68	
空调总冷负荷 (kW)	1919 (47.6W/m <sup>2</sup> )	
空调总热负荷 (kW)	1100 (27.3W/m <sup>2</sup> )	
冷水机组费 (万元)	6 × 25 = 150 (六台中外合资 100RT 螺杆式冷水机组)	
锅炉费 (万元)	28 (2 台燃气采暖热水两用无压锅炉)	
附属设备费 (万元)	20 (冷却塔、水泵)	
室外管道 (万元)	3 (机房离公寓均为 20m, 2tDN150 焊接钢管)	

续表

项 目	中央空调系统	家用空调系统
室内管道 (万元)	24.2	
安装费 (万元)	25	
机房土建投资 (万元)	10.5 (机房面积 105m <sup>2</sup> )	
远程读表监控系统 (万元)	2	
共用部分一次投资 (万元)	262.7	
每户室内部分一次投资 (万元) (含设备费、材料费、安装费)	1.5 (包括 5 台风机盘管、5 套温控器、一套热量表、一间卫生间、一间厨房热水供应)	4 台 KFR25 分体空调机组 (16000 元) 1 台 KFR70LW 分体空调机组 (7000 元) 2 台燃气热水器 (1500 元)
单位建筑面积空调一次投资 (元/m <sup>2</sup> )	208 (共用部分 65.15 住户部分 142.85)	233
电机总功率 (kW)	797.6 (共用部分 667 住户部分 130.56)	2603.5 (6.78kW/户)
每户夏季运行费 (元) (未计热水运行费)	1453.9	4746
运行时间	夏季 100d, 14h/d, 合计 1400h, 同时使用系数 0.5, 电费 1.0 元/ (kWh)	

#### 4.2.8.2 设计实例

##### (1) 工程概况

济南地区某单元式住宅楼, 三个单元, 36 户, 建筑面积 7500m<sup>2</sup>, 六层, 层高 3.0m, 地下有贮藏室, 屋顶有阁楼。户均建筑面积 165m<sup>2</sup>, 三室二厅二卫一厨, 设中央空调系统与集中热水供应。设计采用风机盘管加新风空调系统。

##### (2) 系统设计

1) 夏季空调冷负荷 425.4kW, 冬季空调热负荷 409.5kW。

2) 夏季冷媒供回水温度 7/12℃, 冬季热媒供水温度 60℃, 与另一栋相同住宅楼、一栋高层办公楼共用主机房, 制冷采用螺杆式冷水机组, 供热采用燃油热水锅炉。

3) 空调系统采用风机盘管加新风系统, 风机盘管为卧式暗装侧送风方式, 采用无级调速温控开关。每户设置独立的新风系统, 新风采用一台高静压三排管风机盘管机组处理, 设于厨房吊顶内。

新风送风管设湿膜式加湿器进行冬季加湿, 加湿器给水管道上设电磁阀与新风风机盘管联动, 同时室内设相对湿度传感器控制电磁阀开关动作。过渡季节利用新风风机盘管通风, 夏季供冷时由用户关闭给水阀门。

空调水系统采用下供下回异程系统, 立管设在每户管道井内, 每户为独立系统, 户内水系统为异程式, 在入户处设置 Y 形过滤器, 盘管处不再设过滤器。

(3) 卫生间设采暖系统, 热媒与冬季空调共用 60/50℃ 热水, 采暖系统为上供下回单管顺流式系统。为方便管理, 采暖系统在地下室与空调系统分开, 夏季由管理人员关闭采暖支路阀门。标准层施工图见图 4-17。

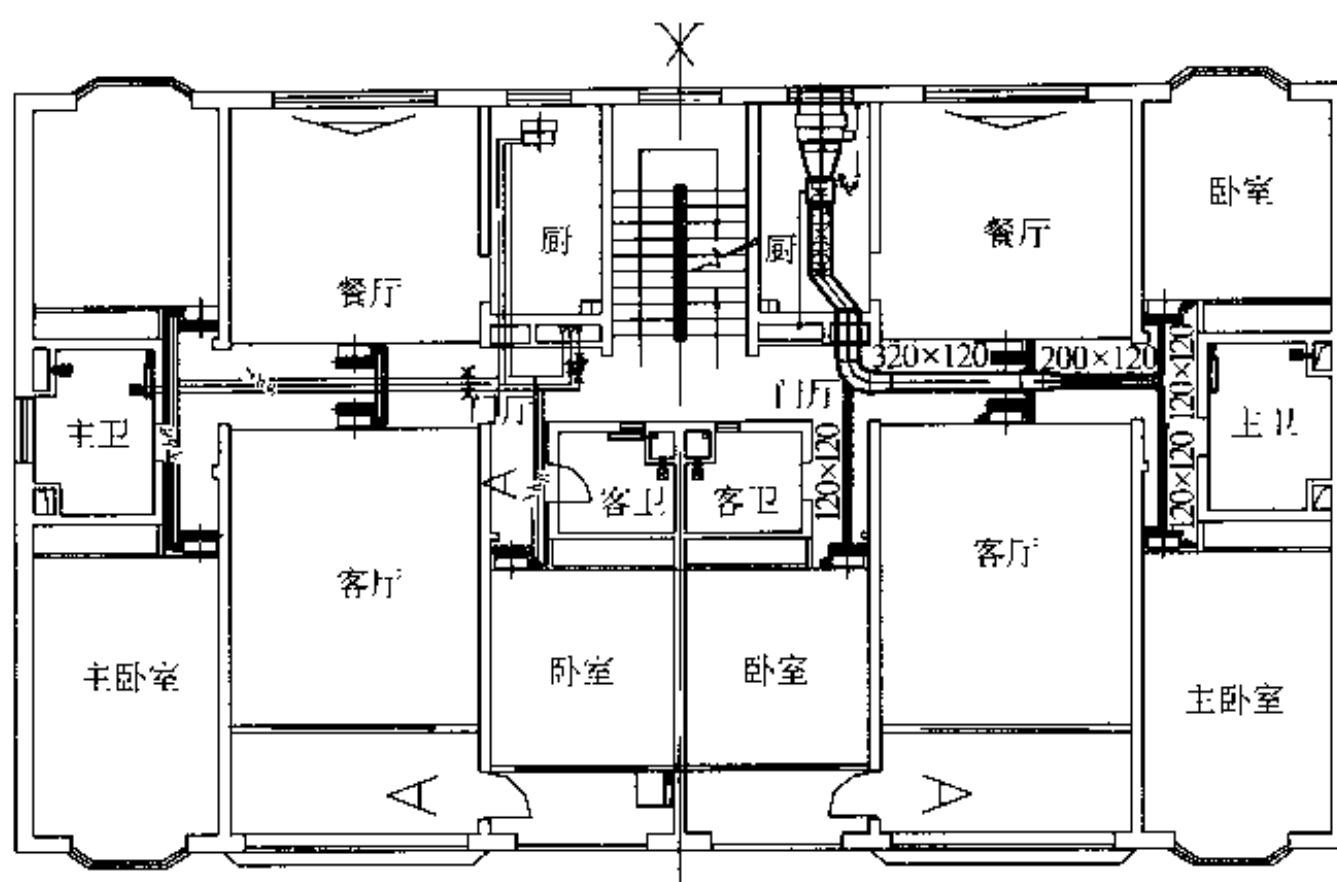


图 4-17 标准层空调平面图

### 4.3 水环热泵空调系统

#### 4.3.1 水环热泵系统的构成与工作原理

##### 4.3.1.1 热泵

##### (1) 定义

热泵 (Heat Pump) 一词的定义, 按新国际制冷辞典 (New International Dictionary of Refrigeration), 热泵就是以冷凝器放出的热量来供热的制冷系统。该定义从工作原理上揭示了热泵的本质, 即根据热力学理论, 制冷循环和热泵循环互为逆卡诺循环, 两者没有本质的区别, 因此可以说“热泵就是制冷机”, 特别对空调用热泵机组来说, 一般都兼具夏季制冷的功能, 这种设备既可称热泵也可称制冷机。

##### (2) 经济指标

理想的热泵或制冷机按逆卡诺循环在温度分别为  $T_H$  (高温) 与  $T_L$  (低温) 的两个恒温热源间工作, 图 4-18 表示出了逆卡诺循环的温熵 ( $T-S$ ) 图, 衡量此逆循环的经济指标是制冷系数  $\epsilon_c$  和供热系数  $\epsilon_h$ 。

$$\epsilon_c = \frac{q_L}{W_0} = \frac{T_L}{T_H - T_L} \quad (4-12)$$

$$\epsilon_h = \frac{q_H}{W_0} = \frac{T_H}{T_H - T_L} = \frac{q_L + W_0}{W_0} = 1 + \epsilon_c \quad (4-13)$$

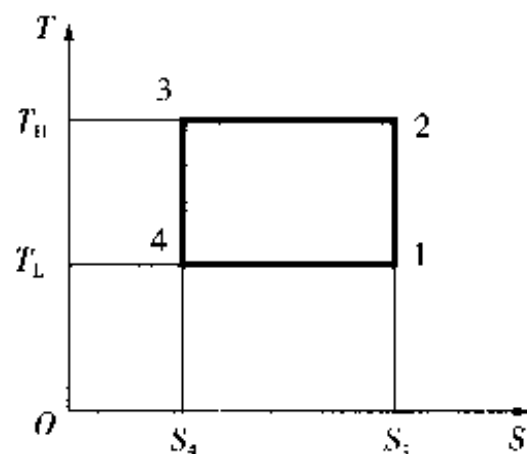


图 4-18 逆卡诺循环

可以看出: 1)  $\epsilon_h$  恒大于 1;

2)  $\epsilon_h$  只决定于  $T_H$ 、 $T_L$ , 并与  $(T_H - T_L)$  成反比, 即高低温热源间的温差越小, 热

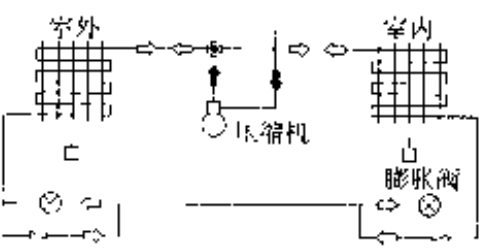
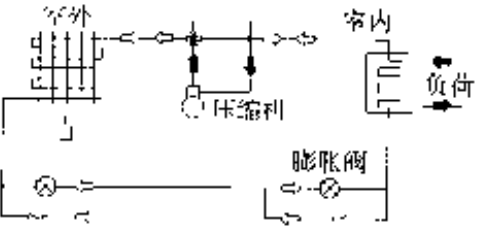
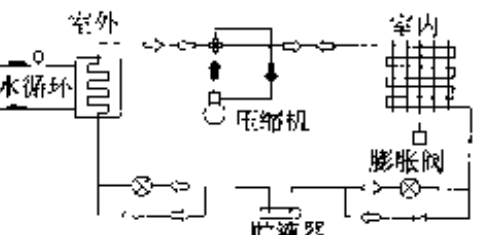
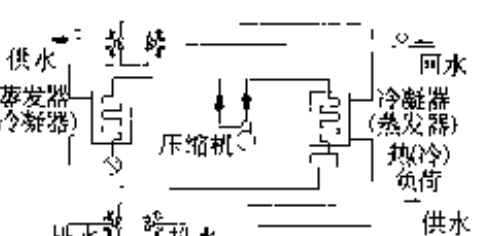
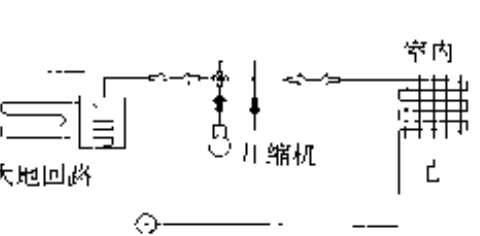
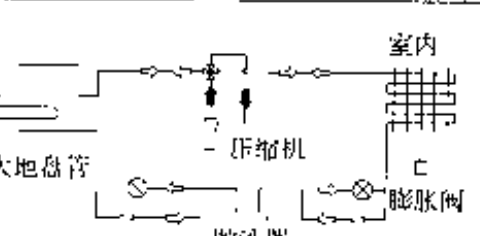
泵运行所消耗的功能（一般为电能）越小。

实际应用的热泵，并非理论逆卡诺循环，蒸气压缩过程并非绝热，以及汽缸余隙、吸排气阀阻力、摩擦等损失使压缩机实耗功率比理论功率要大很多。工程上，实际热泵的供热系数  $\epsilon_h$  约在 3~6 之间，约为理论逆卡诺循环供热系数的 50%~60% 左右。

### (3) 分类

一般按热泵热源与供热介质的组合方式分类。见表 4-10。

表 4-10

热泵型式	热(冷)源	供热(冷)介质	热力循环	简图	特点
空气-空气热泵	空气	空气	热泵工质换向		<ol style="list-style-type: none"> <li>1. 结构简单</li> <li>2. 大多是柜式机组或房间空调器，广泛用于住宅和商业中</li> <li>3. 一般采用往复式压缩机</li> </ol>
空气-水热泵 (风冷冷热水机组)	空气	水	热泵工质换向		<ol style="list-style-type: none"> <li>1. 热泵型冷水机组常见形式，节约机房面积，节约冷却水</li> <li>2. 容量范围大</li> <li>3. 采用往复式、螺杆式压缩机较多</li> </ol>
水-空气热泵	水	空气	热泵工质换向		<ol style="list-style-type: none"> <li>1. 水源可为地下水、地表水、闭循环水、废水、太阳能辅助热源等</li> <li>2. 常用方式为闭式环路水源热泵系统</li> <li>3. 多用中小型机组</li> </ol>
水-水热泵	水	水	水换向		<ol style="list-style-type: none"> <li>1. 水源同上</li> <li>2. 多数用在中、大型系统的热泵回收系统(如双管冷凝器热泵热回收系统)中</li> <li>3. 各种形式的地温水源中央空调系统属此类</li> </ol>
大地耦合式热泵 (或闭路大地热源)	大地耦合	空气	热泵工质换向		<ol style="list-style-type: none"> <li>1. 土壤温度稳定、无噪声、无除霜要求</li> <li>2. 土壤传热性能差，占地面积较大</li> <li>3. 地下埋设管道成本较高，不易检修</li> <li>4. 直接膨胀式应用较少</li> </ol>
大地热源直接膨胀式热泵	大地热源	空气	热泵工质换向		

通常所说的水源热泵 (Water Source Heat Pump) 系统大多仅针对水-水热泵，并多局限于地温水源的狭隘含义。本节内容主要针对闭式水环路热泵 (Water Loop Heat Pump) 系

统（水-空气热泵）即 WLHP 系统阐述。

#### 4.3.1.2 水环热泵机组

第一台水环热泵（WLHP）机组为 1961 年美国加州热泵公司制造。20 世纪 80 年代以后，受能源危机的影响，美国等发达国家纷纷以减税等优惠措施来鼓励应用 WLHP 系统。我国是在 80 年代后期才开始接触这项技术，最初是在国外设计事务所承接的工程中采用，随着对这种系统认识的深入，越来越多的国内设计工程也开始采用 WLHP 系统，并出现了水环热泵机组的合资厂家。

水环热泵机组的形式有吊顶水平式、立式、座地式和立柱式等等。水平式适用于吊顶内安装，应用较广泛；立式一般适用于小机房安装，制冷量小于 17.6kW（5 冷吨）的机组适用于学校、餐厅、体育馆或做新风机组用；座地式适用于周边区安装，通常装在窗台下或走廊处，如办公室、公寓、旅馆、住宅等；立柱式适用于在建筑的墙角处安装，如饭店、公寓等；屋顶式适用于屋顶上安装并连接风管系统，常用于工业建筑或做新风处理机组。图 4-19 是典型的水平卧式和立式水环热泵空调机组外形图。

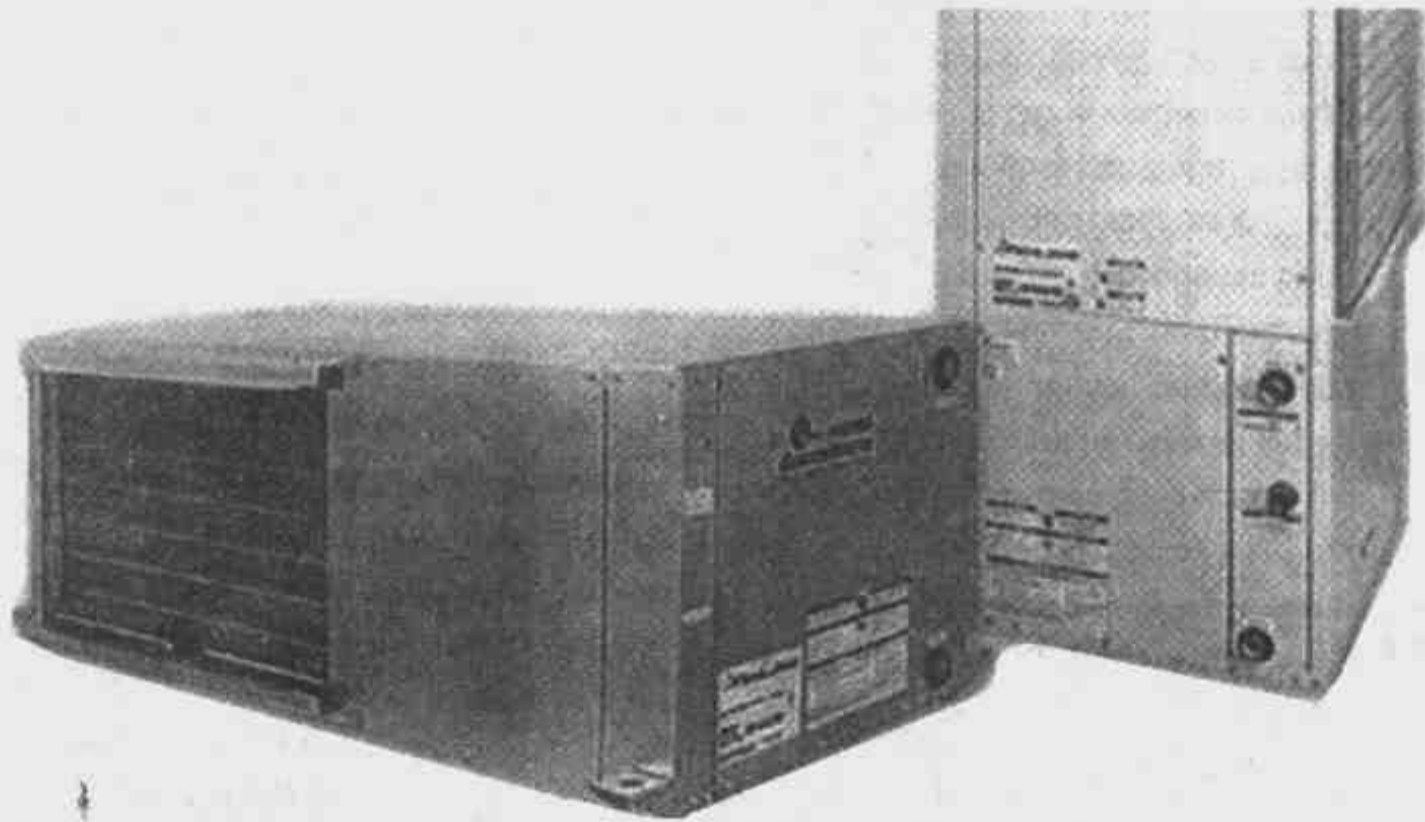


图 4-19 水环热泵空调器外形图

水环热泵机组是一种水冷整体式氟利昂直接蒸发供冷/供热机组，它由冷媒压缩循环、一套空气处理设备和一套水-冷媒热交换器构成。冷媒压缩循环包括压缩机和可逆式阀门、控制装置等；空气处理设备包括空气-冷媒翅片盘管式热交换器、送风机和空气过滤器；水-冷媒热交换器一般采用管套管筒型管壳式换热器，水在管内流动，冷媒在管外流动。

水环热泵机组的工作原理，正循环时制冷剂在空气侧换热器从空调房间中吸热，由水侧换热器将热量排向封闭环路中的水体，此即制冷工况；逆循环时四通阀换向，制冷剂在水侧换热器中吸收封闭环路中水的热量，由空气侧换热器在空调房间中放热，此即制热工况。

应当指出，只要满足水环热泵的工作条件，任何水体都可作为水侧换热器的冷热量载

体，水环热泵只是水体循环利用的一种系统形式，因此，该类机组称为水源热泵机组更为合适。本书为了区别于一般意义上的水-水热泵机组，将这种应用于水环热泵系统上的水-空气热泵机组称做水环热泵机组。

#### 4.3.1.3 水环热泵空调系统

水环热泵空调系统是以一个双管封闭的水循环系统连接系统中全部小型水-空气热泵机组，热泵机组将系统中的循环水作为吸热（热泵工况）的“热源”或排热（制冷工况）的“热汇”，从而形成一个以回收建筑物内部余热为主要特点的热泵供暖、供冷的空调系统。通常系统内要连接辅助加热装置和冷却装置以维持系统循环水温度在一定范围内，使系统正常运行。

图 4-20、4-21 是典型的水环热泵（WLHP）系统。其主要组成有：

- (1) 冷却设备——闭式蒸发冷却塔或开式冷却塔配水-水板式换热器；
- (2) 加热设备——各式热交换器或锅炉等；
- (3) 水环热泵机组；
- (4) 膨胀水箱和补水装置；
- (5) 循环水泵。

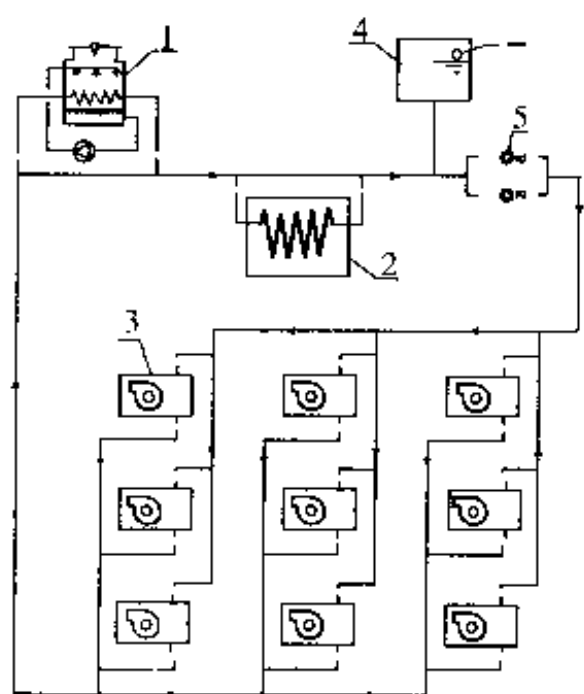


图 4-20 采用闭式冷却塔的水环热泵空调系统

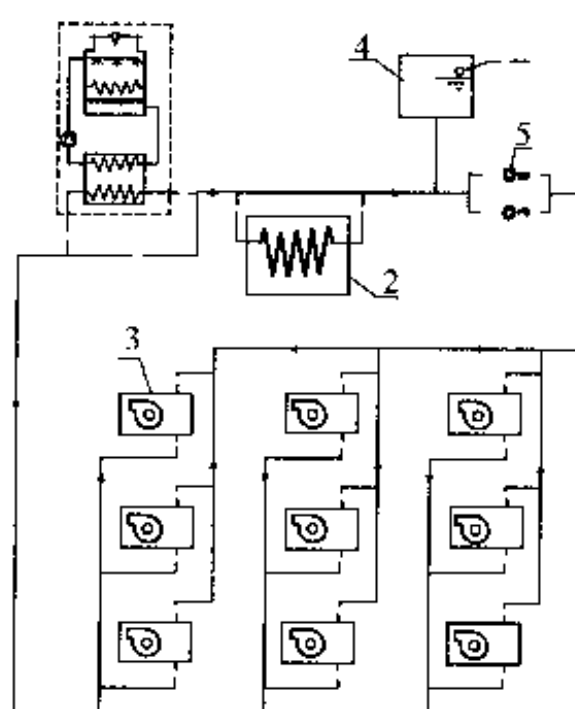


图 4-21 采用开式冷却塔的水环热泵空调系统

### 4.3.2 水环热泵空调系统的特点

#### 4.3.2.1 水环热泵空调系统的优点

##### (1) 节约能源，舒适性高

现代大型商业建筑通常有明显的内区和外区（一般按距外围护结构 3~5m 划分）。外区受室外气象条件影响较大，冬季需供热，夏季需供冷，并且每天的负荷也随室外气温及太阳辐射热的变换呈周期性变化。内区无外围护结构传热，而设备、照明、人员产生热量，常年有余热存在，经常出现外区停止供冷或已开始供热，而内区仍需供冷的情况。传统的全空气系统或二管制风机盘管系统，通常靠加大内区新风量来解决这个问题，有些在通风系统上设置了热回收装置，但实际运行效果很少令人满意。一些高级宾馆或高档写字

楼、商场等场所，内区存在过热状况，既不舒适，也不节能，原因就是传统的内外区合一的空调系统无法同时供冷供热，更难以利用建筑物内区的余热。

闭式环路水环热泵空调系统恰恰在这两方面具有无可比拟的优势。WLHP系统中所有机组都可独立地在制冷或制热工况下运行而互不影响，每一个末端用户在任何时候（无论一年四季、夜间、周末、节假日等）都可根据自己的需要任意设定房间温度，机组控制机构自行选择运行方式，即用二管制系统实现了四管制的效果，舒适性最为显著。

如前所述，WLHP系统所有机组都将封闭管路中的循环水作为热源或冷源，当建筑中外区热负荷与内区冷负荷相当，即在制热工况下运行的机组从水系统中吸收的热量与在制冷工况下运行的机组向水系统中排放的热量相当时，系统不必采取任何加热或冷却措施即可实现系统的热量自平衡。通过系统中水的循环及热泵机组的工作实现了建筑物内热量的转移，达到了最大限度的节能。

对于住宅建筑来说，一般不存在内外区问题，可回收的热量不多，但采用WLHP系统，仍会有显著的节能效果。首先，水环热泵系统循环水温度一般控制在 $15\sim 35^{\circ}\text{C}$ 之间，可以应用各种低品位能源作为辅助热源，如地热水、工业废水、太阳能等；其次，当过渡季节或夜间仅有部分用户使用空调时，常规空调系统也需启动制冷主机或锅炉，而WLHP系统仅开冷却塔、辅助热源等少数设备即可。而当只有极少数用户（如只有一、两户）短时间内需要供冷或供热时，甚至仅靠循环水的蓄热（冷）量，即可维持系统正常运转；第三，热泵机组分散在每个用户家中，可由用户的独立电表供电，实现分户计量，易于使用户养成主动节约能源的习惯。

#### (2) 应用灵活

WLHP系统适用于各式新建或改建建筑。对于新建建筑可先安装水环热泵的主管和支管，热泵机组则可在装修时按用户实际需要来配置，这对于以出租或销售为目的的房地产开发项目尤为适宜。当仅有部分用户时，不必启动主机即可满足用户需要，而且计费公平可靠，减少纠纷。对于空调改造建筑，不需建造主机房，管路简单，更为合适。

#### (3) 投资合理

水环热泵机组本身由于主要依赖进口，价格较高。但由于免去了集中的制冷机房、空调机房，降低了锅炉或加热设备的容量，从而减少了设备间的面积及设备投资；管内水温适中，不会产生冷凝水或散失大量热量，水管不必保温，减少了材料费用；所需风管小，可降低楼层高度；机组在厂里组装，减少了工地的装配工作；温度自控装置由机组自带，减少了单设控制系统的投资。所以水环热泵系统的综合投资与普通空调系统相当。并且随着产品的国产化，有可能做到低于普通空调系统。

#### (4) 设计、安装简单

常规的空调系统包括冷冻水系统、冷却水系统、空调风系统，当采用吸收式制冷系统时还包括热源系统或燃油（气）系统，系统复杂，任何一个环节处理不好都可能造成整个系统出现问题。安装工程量较大，对安装质量要求较高，安装质量对空调效果的影响较大。

WLHP系统化整为零，设计只要布置好机组，保证每个机组的循环水量平衡，计算排热设备、辅助加热设备和循环水泵容量，进行简单的风管设计和自控设计即可。设计工作量大大减少，设计周期缩短。对于需分区设置空调系统的区域，WLHP系统易于设计，比其他系统形式要简便得多。

由于系统项目少，没有大型设备，水环热泵机组整体出厂，所以安装工作量比其他中央空调系统少，安装周期缩短，安装质量也容易保证。

#### (5) 运行经济，维护管理方便

WLHP 系统的热回收特性、方便的计费功能以及部分负荷下灵活的适应性能，使得其运行的经济性明显提高。

在维护管理方面，WLHP 系统机组分散，而且每台机组都有一套压缩设备、风机、自控元件等易损部件，似乎比制冷设备集中设置的系统维护管理难度要高。事实上，水环热泵机组的活动部件只比风机盘管机组多了一套压缩系统，但前者整体性大大高于后者，与家用窗式空调器使用情况相似，据资料介绍，其故障率约为每年 1.5%。由于设备分散设置的特点，个别机组的损坏和故障，对大系统内其他机组的运行没有任何影响，维修甚至更换设备都非常方便。对于某个具体工程来说一般都有大量同型号机组，只要有几台备用机组就可应付日常维护工作，系统的可靠性大大高于集中空调系统。

在管理方面，常规空调系统均有一个特定的开机程序，系统从开机到正常运行需要一定时间，WLHP 系统不存在这个问题。常规空调系统的主机一般要有专人管理，技术要求高，WLHP 系统需要的操作人员不多，且不必全天值班。

#### (6) 其他

1) 用户调控方便，机组本身自带一套恒温控制器，还可自选微电脑控制器同楼宇自控系统接驳进行联网控制。

2) 环保性好，系统没有污染物及废热、废气排放等。

3) 启动电流小，所有机组一般不会同时启动（有的产品带 10 ~ 40s 随机延迟启动装置，以避免大量机组同时启动），对电网冲击小，电路也简单。

4) 系统增加蓄冷（热）水箱，可以利用夜间用电低谷的廉价电力，进一步节约运行费用，同时减少辅助热源的装机容量。

#### 4.3.2.2 水环热泵空调系统的缺点

##### (1) 噪声控制需特别注意

由于每个水环热泵机组均自带压缩机、风机等机械运动部件，通常又直接安装于室内，噪声问题不容回避。随着制冷量加大（10kW 以上），压缩机功率相应增大，机组噪声较大。国内设计安装的部分工程出现问题，一般都是这个方面没有处理好。国内某工程曾实测过吊顶暗装机组在未采取消声、防振措施时室内噪声达 52dB (A)。其实，采取一定措施，水环热泵机组噪声完全可以控制在容许范围之内。况且许多性能优良的产品都在噪声控制方面作了大量工作，机组噪声已经较低，如特灵 GEHA 系列机组采用了独特的压缩机和热交换器设计，高转速时噪声低于 NC45dB。另外，WLHP 系统内没有制冷机这个最大的噪声源，对周围大环境的影响较小。

##### (2) 新风处理困难

由于水环热泵机组要求进风温度一般不超过一定值，大多数情况下，冬季新风不能直接送入机组，处理起来较麻烦。对于要求较高的房间，如增加空气净化、加湿等功能，附加措施就更为复杂。

##### (3) 配电容量增大

因为水环热泵机组分散布置，每一空调区域内的机组均要有少许余量，并且小的热



泵机组的性能系数（制冷时 COP 为 2.8~3.6）低于大型制冷主机（螺杆机 4.9~5.7、离心机 5.0~6.7），总的用电装机容量一般要高于常规空调系统。对于住宅来说，夏季空调负荷同时使用系数较小，但冬季热泵机组一般均要全开，总用电容量宜按冬季制热工况计算。

(4) 某些情况下用能方式不合理

若建筑物内无余热或余热很小，远远满足不了外区采暖所需的热量时，采用水环热泵空调系统，如没有合适的低温热源，势必要用锅炉的高温热源加热环路中的循环水，变为低温热源，再由水-空气热泵机组消耗电能将循环水的低温热量提升到高温热量，向室内供暖，这种用能方式是十分不合理的。这种场合应用水环热泵空调系统是毫无意义的，甚至比风机盘管系统的耗能要大。因此，在无余热可供回收，又无同时供冷供热需求，对计费、分步安装等无特殊要求的场合不应使用 WLHP 系统。

(5) 过渡季节无法利用室外新风“免费供冷”。

(6) 水环热泵系统对水环路水质要求较高，因此水环路设备与附件较为复杂。

(7) 水环热泵机组对进风参数和进水温度有限制，辅助加热及排热系统的温度控制要求严格。

### 4.3.3 水环热泵机组性能

#### 4.3.3.1 额定工况性能

目前在国内外市场上有许多空调厂家生产各种型号的水环热泵产品，其型式与构造基本相同，但有时样本上标定的技术数据差别很大，此时应注意其额定工况条件。只有在相同额定工况下测定的制冷量、制热量和耗电量等才有可比性。关于水环热泵的标准，目前只有美国空调和制冷协会的 ARI-320 标准，各厂家大都执行此标准。该标准规定的水环热泵机组额定工况为：

制冷量——室内空气干球温度 26.7℃，湿球温度 19.4℃，冷却水进水温度 29.4℃时的制冷量；

制热量——室内空气干球温度 21.1℃，湿球温度 15.6℃，热媒水进水温度 21.1℃时的制热量；

送风量——上述额定制冷工况下的送风量；

耗电量——分别为上述额定制冷、制热工况下的耗电量。

表 4-11、4-12、4-13 分别列出常用的吊顶水平式水环热泵机组的性能参数，其额定工况均执行了上述标准。

新西兰某厂 HW 系列性能参数

表 4-11

型 号	HW103	HW123	HW153	HW223	HW253
制冷量 (kW)	2.9	3.6	4.7	7.3	7.7
输入功率 (kW)	1.0	1.1	1.4	2.2	2.4
制热量 (kW)	3.1	3.8	4.9	7.5	7.5
送风量 (m <sup>3</sup> /h)	612	720	864	1404	1800

美国 Trane WPHD 系列性能参数

表 4-12

型号	006	009	013	019	026	028	041	061	100	
制冷量 (kW)	1.67	2.09	2.84	4.71	5.68	6.11	9.99	14.50	29.00	
输入功率 (kW)	0.47	0.57	0.90	1.41	1.84	2.30	2.99	4.22	8.46	
$COP_c$	3.6	3.7	3.2	3.3	3.1	3.1	3.3	3.4	3.4	
制热量 (kW)	2.34	2.46	3.84	5.93	7.49	8.04	12.80	16.10	32.20	
输入功率 (kW)	0.54	0.55	0.95	1.54	1.94	2.49	3.41	4.28	8.58	
$COP_H$	4.4	4.5	4.1	3.9	3.9	3.8	3.8	3.8	3.8	
送风量 ( $m^3/h$ )	354	479	636	988	1270	1410	1830	2790	5640	
冷却水流量 (L/s)	0.11	0.13	0.19	0.31	0.38	0.47	0.65	0.94	1.90	
运转重量 (kg)	53	59	62	82	84	98	109	137	302	
外形尺寸	长 $L$ (mm)	864	864	864	1029	1029	1168	1346	1346	1832
	宽 $W$ (mm)	508	508	508	508	508	508	699	699	838
	高 $H$ (mm)	286	286	286	432	432	432	546	546	565

美国 Trane GEHA 系列性能参数

表 4-13

型号	006	009	012	015	018	024	030	042	060
制冷量 (kW)	2.2	3.1	3.5	4.7	6.4	7.2	9.1	12.1	16.4
输入功率 (kW)	0.63	0.90	0.95	1.34	1.90	2.03	2.52	3.71	4.17
$COP_c$	3.5	3.4	3.7	3.5	3.4	3.5	3.4	3.3	3.9
制热量 (kW)	2.8	3.4	4.5	5.6	7.9	8.5	11.0	14.5	18.8
输入功率 (kW)	0.64	0.84	0.98	1.34	1.60	2.03	2.55	3.67	4.16
$COP_H$	4.5	4.1	4.5	4.2	4.2	4.2	4.3	4.0	4.5
送风量 ( $m^3/h$ )	411	549	664	824	970	1300	1646	2195	3228
冷却水流量 (L/s)	0.11	0.15	0.19	0.23	0.30	0.38	0.45	0.61	0.91

#### 4.3.3.2 变工况性能

水环热泵机组工作性能包括制冷量、制热量、相应工况下的输入功率以及体现综合性能的制冷系数  $COP_c$  和制热系数  $COP_H$ ，它们与机组的进水温度、水流量、进风干湿球温度、风量等有关。

##### (1) 进水温度影响

图 4-22 和图 4-23 表示出制冷量、制冷系数、制热量、制热系数随进水温度  $t_i$  的相对修正系数  $\alpha$ 。可以看出，随进水温度  $t_i$  降低，机组冷凝温度降低，制冷量、制冷系数相应增高；随进水温度  $t_i$  增加，机组蒸发温度升高，制热量、制热系数相应增高。另外，

从图中还可以看出，制冷时，随  $t_1$  减小，制冷系数的增加大于制冷量的增加，这是由于当机组进水温度降低，冷凝压力减小，压缩机的压力比降低，导致压缩机输入功率降低，可以节约电能。但  $t_1$  减小必将导致排热设备冷却塔容量过大，应综合比较确定机组进水温度  $t_1$ ；制热时，随  $t_1$  增加，制热系数的增加小于制热量增加，说明输入功率增加，这是由于当进水温度增大时制热循环中蒸发压力上升，使压缩机的流量增大，导致压缩机的输入功率增加，需要消耗更多的电能。表 4-14 列出了 GEHA006 型水环热泵机组不同进水温度性能参数。

不同进水温度下 GEHA006 型水环热泵机组性能 表 4-14

供冷量(进风湿球温度 19℃)					供热量(进风干球温度 20℃)			
进水温度(℃)	总热(kW)	显热(kW)	耗电(kW)	COP <sub>c</sub>	进水温度(℃)	总热(kW)	耗电(kW)	COP <sub>h</sub>
13	2.6	1.8	0.45	5.8	-4	1.7	0.53	3.2
20	2.4	1.8	0.50	4.8	2	1.9	0.56	3.4
24	2.3	1.7	0.54	4.3	7	2.2	0.58	3.7
30	2.2	1.7	0.63	3.5	13	2.5	0.60	4.1
35	2.1	1.6	0.70	3.0	20	2.8	0.64	4.5
41	1.9	1.5	0.77	2.5	24	3.0	0.64	4.7

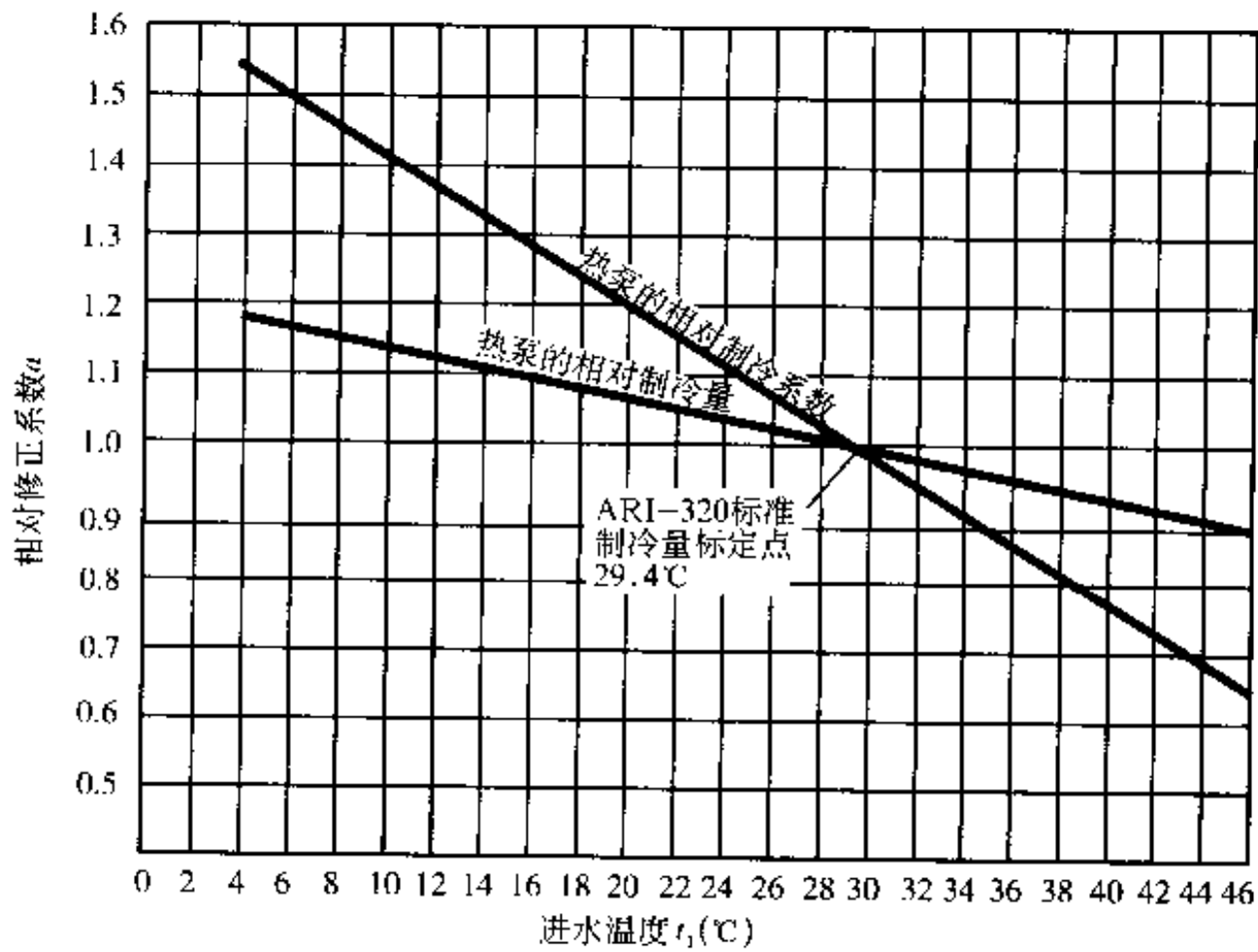


图 4-22 水源热泵在制冷工况下的相对性能曲线

(2) 进风参数影响

当水环热泵机组进风干、湿球温度偏离额定工况时，机组的制冷量、制热量、显热比

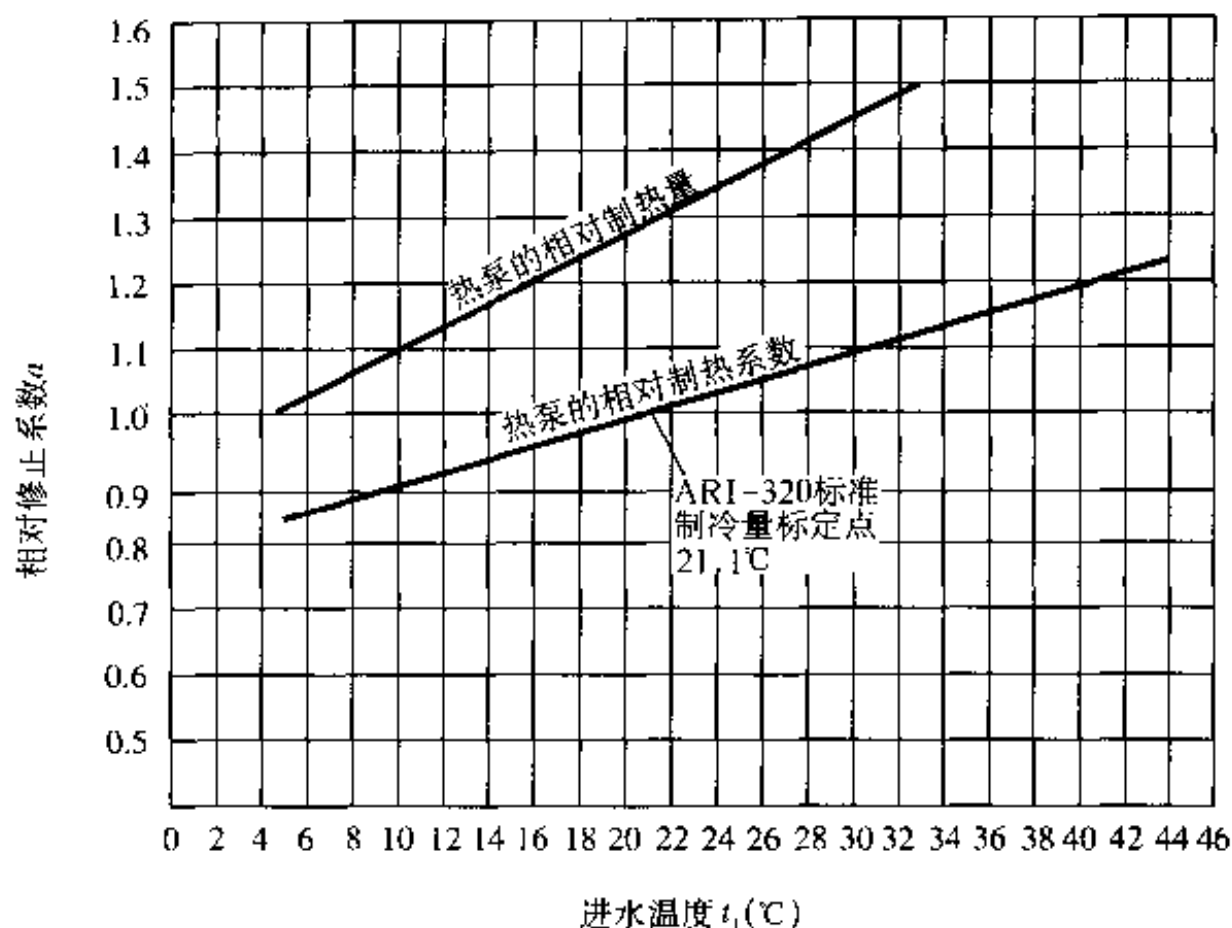


图 4-23 水源热泵在制热工况下的相对性能曲线

和输入功率都将发生变化。表 4-15 中列出了在制冷工况下，当进风参数变化时，GEHA 系列水环热泵机组的制冷量、制热量和输入功率的变化比例。

进风参数对水环热泵机组的制冷量、制热量和输入功率的影响 表 4-15

进风湿球温度 (°C)	供 冷 量						供 热 量			
	供冷量	显热量在下列干球温度下					耗电	进风湿球温度 (°C)	供热量	耗电
		19	21	24	27	30				
10	0.76	—	—	—	—	—	0.95	12	1.05	0.93
14	0.83	0.79	1.01	—	—	—	0.97	14	1.04	0.96
16	0.90	0.62	0.73	1.04	—	—	0.99	17	1.02	0.98
17	0.94	0.50	0.71	0.92	1.13	—	1.00	20	1.00	1.00
19	1.00	0.37	0.57	0.79	1.00	1.21	1.03	23	0.98	1.02
22	1.10	—	—	0.53	0.74	0.95	1.05	26	0.97	1.05
25	1.20	—	—	—	0.51	0.73	1.08	28	0.95	1.07

### (3) 风量影响

表 4-16 列出风机风量变化对 GEHA 系列水环热泵机组制冷量、制热量和输入功率的影响。

风机风量对水环热泵机组制冷量、制热量和输入功率的影响

表 4-16

风量变化	供 冷 量			供 热 量	
	总热冷量	显热冷量	耗 电 量	总 热 量	耗 电 量
80	0.97	0.89	0.96	0.97	1.03
85	0.98	0.92	0.97	0.98	1.02
90	0.99	0.95	0.98	0.99	1.02
95	0.99	0.97	0.99	0.99	1.01
100	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00
110	1.01	1.05	1.02	1.01	0.98
115	1.02	1.08	1.03	1.02	0.98
120	1.03	1.10	1.04	1.03	0.97

(4) 水流量影响

水流量对水环热泵空调机组性能的影响可由图 4-24、图 4-25 看出。制冷工况下，

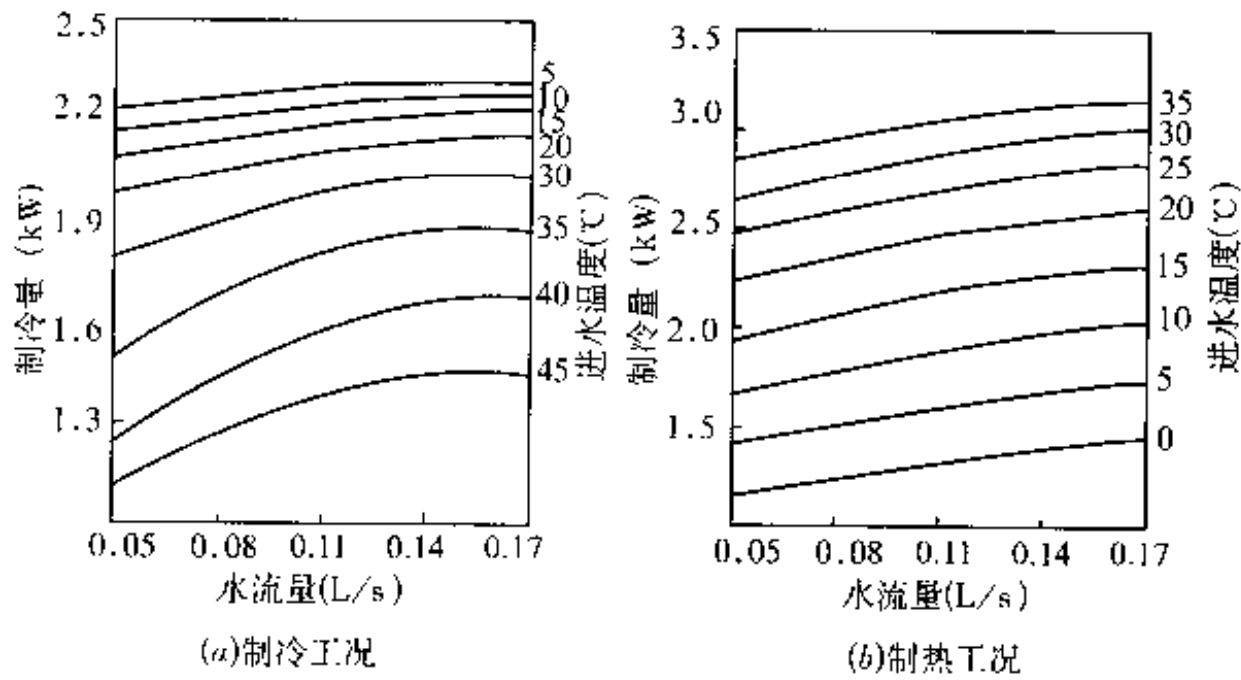


图 4-24 水流量和进水温度对水环热泵空调机组制冷和制热量的影响

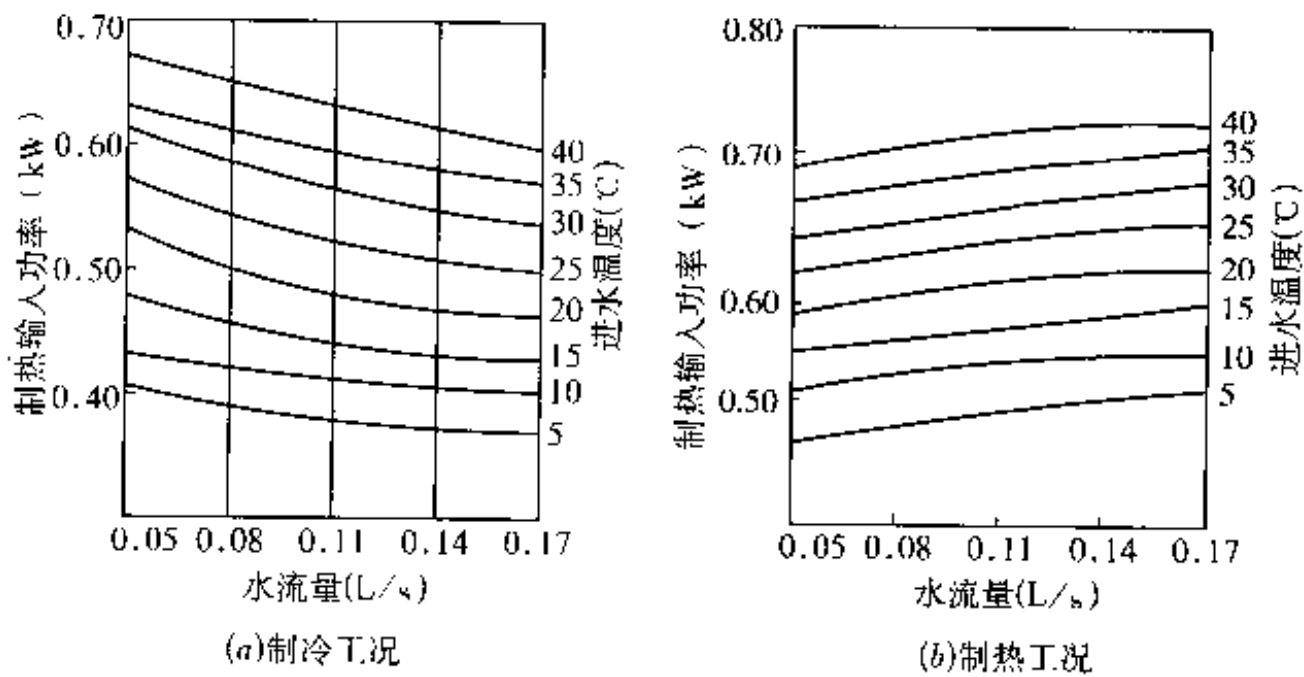


图 4-25 水流量和进水温度对水环热泵空调机组输入功率的影响

当水侧换热器中水流量增大时,由于传热系数增大,使制冷循环中冷凝压力降低,导致机组制冷量增加,同时,压缩机的压力比降低,导致压缩机输入功率降低。但流量继续增大对传热系数的影响不大,制冷量逐渐趋于恒定。制热工况下,当水流量增大时,由于传热系数增大,而使制热循环中的蒸发压力增大,导致机组制热量增大,同时,压缩机流量增大,压缩机输入功率也增加。

#### 4.3.3.3 水环热泵机组的工作范围

水环热泵机组要求进出水温度和进风参数在一定的范围内,如表4-17。表中,运行参数栏内数据表示热泵的设计参数范围,包括进风温度和进出水温度,在此范围内,热泵运行可靠,并表现出产品样本上的性能。极限参数栏内数据表示热泵可以在此极限下作短时间的运行,非经厂家允许,不可在极限以外的参数运行。

水环热泵机组的运行和极限<sup>(1)</sup>

表 4-17

参 数		供冷状态 (°C)			供热状态 (°C)			
		最 低	标 准	最 高	最 低	标 准	最 高	
运 行	进风	$T_d$	21	24	29	13	20	21
		$T_s$	14	18	26	—	—	—
	水	$T_i$	7	33	49	-4 <sup>(2)</sup>	18	29
		$T_o$	12	38	54	-6 <sup>(2)</sup>	14	26
极 限	进风	$T_d$	18 <sup>(4)</sup>	—	35	5	—	27
		$T_s$	18	—	26	—	—	—
	水	$T_i$	7	—	49	-4 <sup>(2)</sup>	—	29 <sup>(3)</sup>
		$T_o$	12	—	54	-6 <sup>(2)</sup>	—	26 <sup>(3)</sup>

注: 1. 机组的送风量为每冷吨制冷量 0.16m<sup>3</sup>/s, 水流量为每冷吨制冷量 0.16~0.19L/s;

2. 此时为乙烯乙二醇溶液;

3. 短时间可以为 35/28°C;

4. 有些厂家最低可到 15.6°C。

#### 4.3.3.4 水环热泵机组的除湿能力

一般厂家会给出水环热泵机组不同工况下的全热制冷量和显热制冷量,在  $h-d$  图上可以推导出某型号水环热泵机组空气处理过程的热湿比,作为选择空调处理方案的依据。表4-18给出 Trane WPHD 系列水环热泵机组在进水温度 35°C,进风湿球温度 21°C时的空气处理过程热湿比数值。

WPHD 系列水环热泵机组空气处理过程热湿比  $\epsilon$

表 4-18

型 号	006	009	013	019	026	028	035	041	051	080	100
热湿比 $\epsilon$ (kJ/kg)	6305	9496	7955	8164	8122	7200	7536	9127	8834	8939	7662

#### 4.3.4 水环热泵系统的空气处理方式

由于水环热泵机组对进风温度的限制以及机组除湿性能的限制，使得水环热泵系统的新风处理方式有别于一般的空调系统。综合进风参数和空调房间余热余湿特性，水环热泵系统的空气处理有以下几种方式：

##### (1) 单独水环热泵系统

该系统中新风由室外通过风管送至每台水环热泵机组的回风静压箱，与回风混合后进入机组，此时机组承担空调房间的全部冷热负荷（包括新风负荷）。这种系统适用于写字楼、宾馆、公寓、住宅等新风量较小的建筑，新、回风混合的温度一般满足水环热泵机组的进风参数要求。此类房间室内余热余湿比一般为  $10000 \sim 20000 \text{kJ/kg}$  左右，对水环热泵机组来说有足够的除湿能力。

##### (2) 水环热泵系统加独立的新风系统

该系统中新风由单独设置的冷热源和新风机组处理，水环热泵处理循环风，只负担空调房间的余热（冷）量。这种系统适用于商场、餐厅、娱乐、会议等新风量较大的建筑，冬季工况下新、回风混合后的温度可能不满足水环热泵机组的进风参数要求。此类房间余热余湿比为  $5000 \sim 6000 \text{kJ/kg}$  左右，仅用水环热泵机组处理除湿能力不够，应由新风机组负担部分夏季空调房间湿负荷。

新风专用冷水机组可以采用普通水冷冷水机组、风冷冷水机组、整体式机组等。图 4-26 为专用水冷冷水机组和专用锅炉跟水环热泵结合的一种混合系统，其中冷水机组的冷凝器与水环热泵连成一个水回路，这样，当新风需要冷却，而水环热泵需要供热时，可以将冷水机组排出的热量传到水环热泵机组。

##### (3) 水环热泵系统加新风预热系统

水环热泵机组夏季制冷工况下进风温度远不如冬季制热工况下要求严格，一般情况下，当水环热泵用于处理新、回风混合风时，夏季的进风参数可以满足要求，而寒冷地区冬季进风参数难以保证。此时可以设置集中的新风预热系统，将新风预热后再与回风混合，然后进入水环热泵机组进行处理。这种形式中水环热泵机组在供冷工况下负担空调房间全部冷负荷，供热工况下负担空调房间热负荷及部分新风热负荷。由于水环热泵机组除湿能力有限，工程应用时，可以要求厂家加大蒸发换热器管排数，提高处理焓差，增强除湿性能。

新风预热的方式一是采用独立的热源和热水管路，由变风量新风机组处理后送至每个水环热泵机组回风静压箱内；第二种方式新风机组并入水环热泵管路，直接利用循环水预热新风。此种方式系统简单，并可在夏季进行新风预冷，有不少工程实例采用，如北京裕京花园俱乐部、上海某工程的裙房部分（商场、餐饮）等。由于冬季循环水温度较低（一般在  $20^\circ\text{C}$  左右），寒冷地区应用此方式能否满足要求，必须经过计算，并且水环热泵机组应有防冻措施；第三种方式采用各种热回收装置回收排风的热量同时预热预冷新风，然后送至各水环热泵机组与回风混合，如转轮式全热交换器，全热回收效率可达  $80\% \sim 85\%$ ，

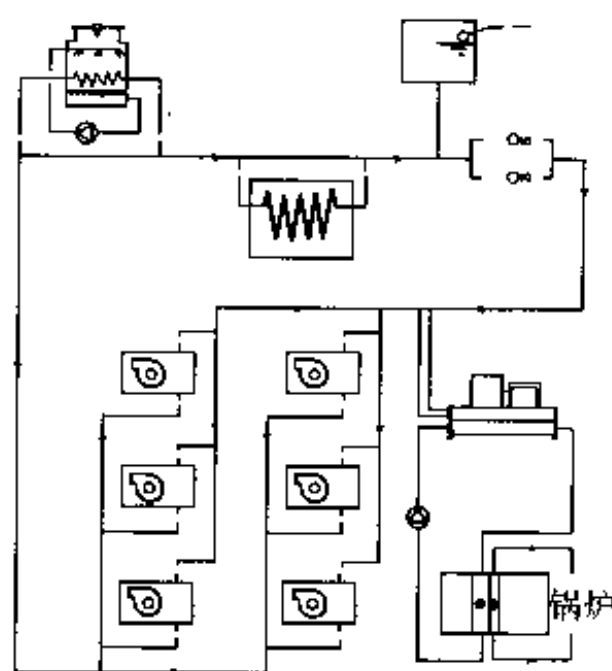


图 4-26 带新风专用冷水机组的水环热泵混合系统

热管式热交换器显热回收效率可达 70%，水环管热回收系统效率在 60% ~ 65%，板翅式显热回收装置（即新风换气机）显热回收效率 70% 左右；第四种方式，新风管道设置电或燃气预热装置，该方式初投资较低，但不节能，在确定锅炉容量时，应扣除该预热装置所提供的热量。

### 4.3.5 水环热泵空调系统设计

#### 4.3.5.1 水环热泵系统的设计程序

水环热泵系统设计主要包括负荷计算、机组选择、冷却塔选择、辅助热源、蓄热水箱设计、循环泵选择和自动控制设计等。设计流程可用框图表示如图 4-27。

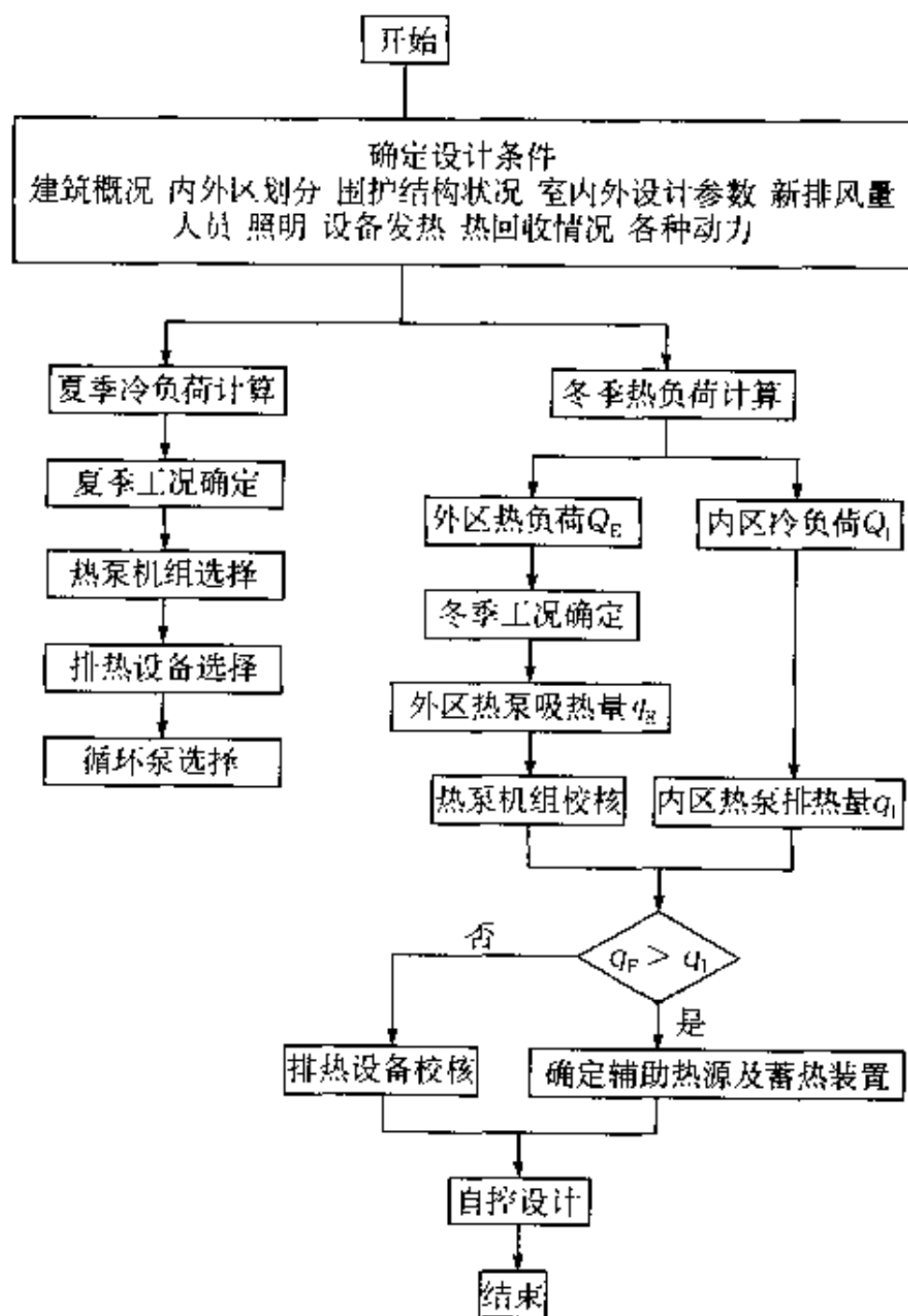


图 4-27 水源热泵系统设计程序框图

图中

$$Q_E = Q_{L,E} - Q_{G,E} \quad (4-14)$$

$$Q_I = Q_{G,I} - Q_{L,I} \quad (4-15)$$

$$Q_{R,E} = \frac{COP_E - 1}{COP_E} \cdot P_{R,I} \quad (4-16)$$

$$Q_{A,I} = \frac{COP_I + 1}{COP_I} \cdot P_{A,I} \quad (4-17)$$



式中  $Q_E$ ——外区热负荷 (kW);

$Q_I$ ——内区热负荷 (kW);

$Q_{L,E}$ 、 $Q_{G,E}$ ——外区热损失、外区得热 (kW);

$Q_{L,I}$ 、 $Q_{G,I}$ ——内区热损失、内区得热 (kW);

$Q_{R,E}$ ——外区热泵吸热量 (kW);

$Q_{A,I}$ ——内区热泵放热量 (kW);

$COP_E$ ——冬季工况下水环热泵机组制热系数 (kW);

$COP_I$ ——冬季工况下水环热泵机组制冷系数 (kW);

$P_{R,I}$ ——冬季工况下水环热泵机组制热输入功率 (kW);

$P_{A,I}$ ——冬季工况下水环热泵机组制冷输入功率 (kW)。

#### 4.3.5.2 负荷计算

##### (1) 冷负荷计算

冷负荷计算与常规空调系统相同。

##### (2) 热负荷计算

由于水环热泵空调系统是一个热回收系统,冬季运行时,内区的热泵机组向水环路放热,外区的热泵机组自水环路吸热。因此,在计算水环热泵空调系统冬季负荷时,应有别于常规的空调系统。首先,应对建筑物进行内外分区,然后分别计算外区热负荷与内区冷负荷(式4-14、4-15);在确定冬季工况下,考虑压缩机做功,用式4-16、4-17计算水环热泵机组自水环路吸收或放出的热量。

#### 4.3.5.3 运行工况与机组选择

热泵机组的容量(制冷量或制热量)主要取决于蒸发温度和冷凝温度等运行工况,而这些参数又受机组外部条件的制约。也就是说,机组制冷量(或制热量)的大小是机组进风参数、水环路进水温度、机组水量等参数的函数,在进行机组的选择或校核时,应首先根据工程实际条件确定机组的运行工况。机组进风参数(干、湿球温度)依据设计要求确定,进水温度具有较大的选择范围,在满足机组要求前提下,应综合考虑排热设备与加热设备的能力与容量大小确定。

##### (1) 夏季运行工况

排热设备可为开式冷却塔加水-水热交换器或密闭式冷却塔。图4-28所示为冷却塔内水温和风温的变化情况, $t_{s1}$ 、 $t_{s2}$ 为室外空气的进、出口湿球温度, $t_{w1}$ 、 $t_{w2}$ 为进出口水温, $\Delta t_A = t_{w2} - t_{s1}$ 称为冷幅差,冷却水温降 $\Delta t_w = t_{w1} - t_{w2}$ 增大,则冷幅差减小。入口空气湿球温度由当地气象条件确定。图4-29为采用开式冷却塔加板式换热器的示意图,板式换热器进出口温度 $t_2$ 、 $t_1$ 即为系统(水环热泵机组)回水、供水温度, $\Delta t = t_2 - t_1$ 为循环水温差,板式换热器传热温差 $\Delta t' = t_{w2} - t_1$ 。开式冷却塔加板式换热器系统各项参数如下:

冷幅差  $\Delta t_A = 4 \sim 6^\circ\text{C}$ , 一般取  $5^\circ\text{C}$ ;

冷却水温降  $\Delta t_w = 4 \sim 6^\circ\text{C}$ , 一般取  $5^\circ\text{C}$ ;

板式换热器传热温差  $\Delta t' = 2^\circ\text{C}$ ;

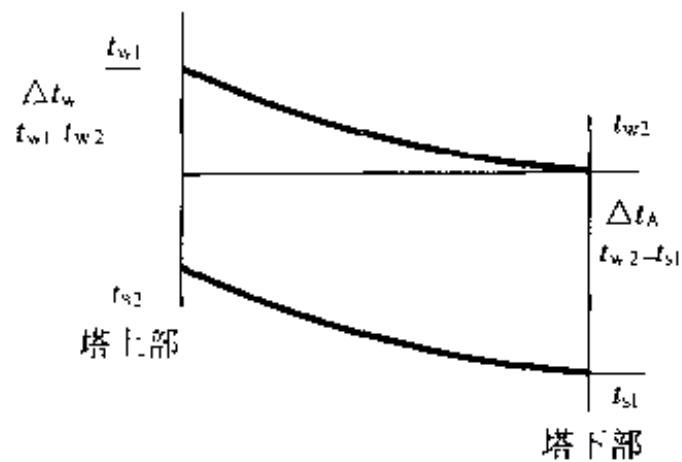


图 4-28 冷却塔内的水温和风温

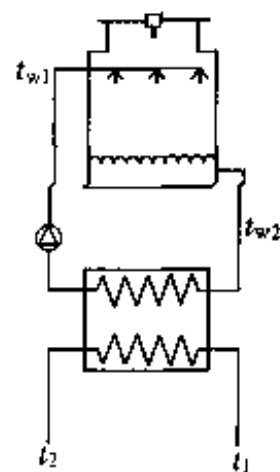


图 4-29 开式冷却塔加板式换热器

循环水温差  $\Delta t = 5^{\circ}\text{C}$ 。

根据以上参数可计算出系统的进水温度，表 4-19 列出不同湿球温度下的计算结果。

开式冷却塔 + 板式换热器系统设计水温

表 4-19

室外设计湿球温度 $t_{s1}$ ( $^{\circ}\text{C}$ )	冷却塔出水温度 $t_{w2}$ ( $^{\circ}\text{C}$ )	冷却塔进水温度 $t_{w1}$ ( $^{\circ}\text{C}$ )	系统供水温度 $t_1$ ( $^{\circ}\text{C}$ )	系统回水温度 $t_2$ ( $^{\circ}\text{C}$ )
18	23	28	30	35
21	26	31	33	38
23	28	33	35	40
24	29	34	36	41
25	30	35	37	42
26	31	36	38	43
27	32	37	39	44
28	33	38	40	45

对于密闭式冷却塔，塔的进水温度即为系统的回水和进水温度，冷却水温降即循环水温差可取  $5 \sim 8^{\circ}\text{C}$ ，冷幅差  $\Delta t_A$  可取  $5^{\circ}\text{C}$ ，据此计算出不同湿球温度下水系统设计温度，列于表 4-20。

密闭式冷却塔系统设计水温

表 4-20

室外设计湿球温度 $t_{s1}$ ( $^{\circ}\text{C}$ )	冷却塔出水温度 (机组进水温度) $t_{w2}$ ( $^{\circ}\text{C}$ )	冷却塔进水温度 (机组回水温度) $t_{w1}$ ( $^{\circ}\text{C}$ )
18	23	31
21	26	33
23	28	34
24	29	35
25	30	36
26	31	37
27	32	38
28	33	39

以上确定水系统设计温度的方法利用了冷却塔最小冷幅差，在湿球温度低时，可以降低冷却水温度，提高机组制冷量和制冷系数，减少耗电量，但冷却塔容量及冷却水量与高湿球温度时相同。如加大冷幅差，提高冷却塔进出水温度及进出水温降，则可以减少冷却塔型号及冷却水量，降低冷却水系统投资。合理的设计水温应通过经济比较确定，通常采用第二种做法。表 4-21 是推荐的设计水温及设计水流量（闭式冷却塔系统）。

推荐的设计水温及水流量

表 4-21

室外设计湿球温度 $t_{sd}$ (°C)	冷却塔出水温度 $t_2$ (°C)	循环水温差 $\Delta T = t_1 - t_2$ (°C) (同时使用系数 0.8)	冷幅差 $\Delta t_A$ (°C)	每 kW 水流量 (L/s)
18	32	7	14	0.043
21	32	7	11	0.043
23	32	7	9	0.043
24	32	6.5	8	0.045
25	33	6	8	0.045
26	33	6	7	0.048
27	34	5.5	7	0.054
28	34	5.5	6	0.054

注：开式冷却塔加板式换热器系统的供回水温度应计入板式换热器的传热温差。

### (2) 冬季运行工况

随着水温升高，水环热泵机组制热能力增大，辅助热源容量减小，但同时制热系数降低，耗电量增大。因此只要制热量满足设计要求，应尽可能降低冬季循环水的供水温度。为了保证系统水力工况稳定，应使循环水流量恒定，冬、夏季应取相同的进出水温差。

### (3) 机组选择

选择机组的型号和台数时，对周边区的房间来说，室内水/空气热泵机组应同时能满足冬、夏季设计工况下的要求。一般情况下，根据夏季冷负荷进行机组选型，根据冬季热负荷进行机组校核，寒冷地区更应特别强调机组的制热性能。对内区房间来说，水/空气热泵机组仅按夏季设计工况选取。需注意的一点，冬季按制冷方式运行的机组，其制冷量是冬季工况下的制冷量，即若制热机组进水温度 15°C，出水温度 10°C，则制冷机组进水温度 15°C，出水温度 21°C。

#### 4.3.5.4 排热设备选择

##### (1) 开式冷却塔与闭式冷却塔

由于水环热泵系统的循环水直接流经热泵机组的水侧换热器，不能直接采用开式冷却塔。闭式冷却塔使用大量铜管，价格较高，一般为开式冷却塔加换热器的 2~3 倍；重量大，占地面积大，是开式冷却塔的 4 倍左右，给建筑设计带来困难。从运行费上比较，闭式冷却塔风量是开式冷却塔的 1.5~2.5 倍，风机功率大，并增加喷淋泵耗电。开式冷却塔要增加一套冷却水循环系统，且存在换热器传热温差，总的运行费用要高于闭式冷却塔。具体采用何种方式，要根据工程实际情况进行经济比较后确定。

开式冷却塔应配热交换器使用，以使循环水系统与外界隔绝，为减少传热温差，一般

采用板式换热器，设于室内换热机房内。

闭式冷却塔系统由于冬季循环水也要流经冷却塔盘管，在寒冷季节，为防止大量损失热量，甚至在夜间停机时冻坏盘管，可以采用带进口和出口阀门的冷却塔，如图 4-30，冷却塔安装在室内，同时加大风机压头，以便把空气引出室外。

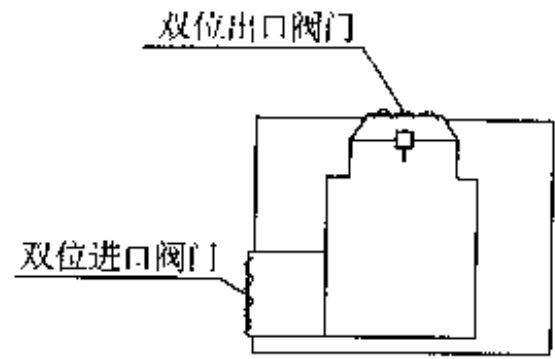


图 4-30 带进口和出口阀门的闭式冷却塔

### (2) 同时使用系数

水环热泵机组具有良好的调节控制特性，系统中所有的水环热泵机组不可能同时使用。选择排热设备时，应合理确定同时使用系数。既不要无谓加大冷却塔型号，增加投资，又不要使循环水量过小，以免降低水环热泵机组效率。一般建筑可参考下列数值：

- 系统总水量小于 13L/s 时，同时使用系数取 90%；
- 系统总水量为 13~19L/s 时，同时使用系数取 85%；
- 系统总水量大于 19L/s 时，同时使用系数取 80%；
- 住宅同时使用系数可取 50%~70%。

### (3) 系统水流量

水环热泵机组的水流量可由厂家产品样本查出，系统循环水流量可按每 kW 制冷量 0.04~0.06L/s 估算，一般取 0.054L/s，室外设计湿球温度低时可取较小数值。增大水流量可提高机组效率，但不能超过 0.065L/s，继续增大水流量对机组效率提高不大，但增加循环泵能耗。减小水流量可能造成机组因高压（供冷时）或低水温（供热时）保护而停机。

### (4) 闭式冷却塔选型

冷却塔选型按夏季工况进行，步骤如下：

- 1) 将系统中所有机组制冷工况下的排热量（非空调冷负荷）相加；
- 2) 确定同时使用系数  $\Phi$ ；
- 3) 确定循环水流量  $W$ ；
- 4) 确定冷却塔出水温度  $t_2$ ；

5) 根据循环水温升  $\Delta t$ （式 4-18）和同时使用系数  $\Phi$  确定冷却塔进水温度  $t_1$ ，求出冷却温差  $\Delta t = t_1 - t_2$  以及冷幅差  $\Delta t_A = T_{12} - t_1$

$$\Delta t = \frac{\Delta T}{\Phi} \quad (4-18)$$

$$t_1 = (t_2 + \Delta T) \Phi + t_2 (1 - \Phi) \quad (4-19)$$

6) 根据循环水量、进出塔水温、冷却温差及室外设计相对湿度查厂家产品资料就可以确定冷却塔型号。

### 7) 选型示例

**【例 1】** 系统同时使用系数为 0.80，室外湿球温度 26℃，全系统共 30 台热泵，每台热泵制冷量为 3 冷吨，确定闭式循环冷却塔运行参数。

**【解】** 由表 4-21 查得：

冷却温差  $\Delta t = t_1 - t_2 = 6^\circ\text{C}$

冷幅差  $\Delta t_s = T_{12} - t_{s1} = 7^\circ\text{C}$

每冷吨的水流量为  $0.17\text{L/s}$

冷却塔出水温度  $t_2 = 26 + 7 = 33^\circ\text{C}$

冷却塔进水温度  $t_1 = 33 + 6 = 39^\circ\text{C}$

系统循环流量  $W = 30 \times 3 \times 0.17 = 15.3\text{L/s}$

循环水经热泵后的温升为  $\Delta t = 6/0.8 = 7.5^\circ\text{C}$

热泵出水温度为  $33 + 7.5 = 40.5^\circ\text{C}$

工作的热泵与非工作的热泵，其回水混合后返回冷却塔入口的温度为

$$t_1 = 0.8 \times 40.5 + 0.2 \times 33 = 39^\circ\text{C}$$

**【例 2】** 系统同时使用系数为  $0.85$ ，其他条件不变。

**【解】** 同时使用系数大时，返回冷却塔入口的温度为：

$$t_1 = 0.85 \times 40.5 + 0.15 \times 33 = 39.4^\circ\text{C}$$

冷却塔的冷却温差为  $\Delta t = t_1 - t_2 = 39.4 - 33 = 6.4^\circ\text{C}$

(5) 开式冷却塔选型

1) 计算系统排热负荷  $\Sigma Q_E (\text{kW})$ ；

2) 确定循环水系统供水温度  $t_1$ 、冷却塔进水温度  $t_{w1}$ 、出水温度  $t_{w2}$  (表 4-19 或表 4-21)

3) 计算冷却水流量  $W_1$  (式 4-16)

$$W_1 = \frac{\Sigma(Q_k \times \Phi)}{c_p(t_{w1} - t_{w2})} \quad (4-20)$$

式中  $c_p$ ——水的比热  $[\text{kJ}/(\text{kg}\cdot^\circ\text{C})]$ 。

4) 根据  $W_1$ 、 $t_{w1}$ 、 $t_{w2}$  可选择开式冷却塔型号。

(6) 换热器选型

1) 循环水流量  $W$  按步骤 4 确定；

2) 循环水供水温度、冷却水流量  $W_1$ 、供回水温度按步骤 5 确定；

3) 换热量等于系统总排热负荷乘以同时使用系数；

4) 换热器进水温度 (系统回水温度)  $t_2$  按式 (4-21) 计算：

$$t_2 = t_1 + \frac{\Sigma Q_k \times \Phi}{c_p \times W} \quad (4-21)$$

式中符号同前。

#### 4.3.5.5 辅助加热设备选择

在冬季供热工况运行时，机组从水环路中吸取热量，如果内区的机组向环路释放的热量少于周边区从环路吸取的热量时，环路中的水温将会下降，当水温降至  $13^\circ\text{C}$  时，就必须投入加热设备，将热量补充到水环路。为此，水环热泵空调系统设计时，应选用辅助加热设备。

辅助加热方式不外两种，一是采用各种水加热设备，将热量补充到循环水管路中；二是采用空气加热器 (一般为电加热器)，将热量直接加入室内循环空气中。采用电加热器

的前提是保证环路循环水的温度在许可的范围之内, 否则仍要采取循环水加热设备。本书只对水加热设备的选择进行探讨。

辅助加热设备可选用电热热水锅炉、燃油(气)热水锅炉、水-水或汽-水换热器等。辅助加热设备的加热量, 同系统的运行方式如是否采用夜间降温、早晨预热、是否设置蓄热水箱有关。

#### (1) 无夜间降温、早晨预热的系统

对于不采取夜间降温运行的系统(如全天使用的住宅、公寓、旅馆、医院病房楼等)或没有早晨预热要求的系统(如具有办公、商场、餐饮、娱乐、会议室等各种功能的综合性建筑, 因系统投入运行的时间不同, 可通过提前开机的方式进行早晨预热, 一般不另外考虑预热负荷), 辅助加热量等于冬季运行工况下所有以供热方式运行的机组自水环路吸收的热量  $q_R$  与所有以供冷方式运行的机组向水环路排放的热量  $q_A$  之差, 该值为瞬时值, 取其最大值。

方案阶段, 用于估算辅助热源容量时, 目前国内投入运行的工程不多, 尚缺乏较为可信的统计资料, 有的工程采用采暖热负荷的 30%, 有的采用 70%。笔者建议, 应按工程情况具体分析对待。由于制热工况下水环热泵机组的制热量为压缩热与自水环路吸收的热量之和, 吸排热量的比例等于  $(COP_E - 1) / COP_E$ , 此值等于 0.7~0.8, 任何时候辅助热源容量都小于采暖热负荷, 约为其 70%~80%。对于大型商场、餐饮、娱乐、会议等公共活动用房, 夜间停止使用期间, 一般采暖系统也停止运行, 白天投入使用期间, 可回收的负荷较大, 此时, 系统辅助热源的容量可按 1/3 左右的采暖热负荷估算; 对于全天使用的住宅、公寓、客房、病房楼等, 夜间需继续采暖, 而可回收的灯光、人体热量很少, 辅助热源的容量应按采暖热负荷的 60%~70% 估算。

#### (2) 有夜间降温、早晨预热的系统

对于以办公用途为主的建筑物, 宜按早晨预热系统考虑, 辅助加热设备容量按下列步骤计算:

1) 按全部水环热泵机组同时启动, 计算从夜间降温的设定温度升至早晨预热的设定温度所需的热量  $Q_s$  (kWh)。假设新风阀关闭, 并考虑照明和各种散热设备的发热量。

2) 初定预热时间  $t$ , 一般在 1~1.5h。

3) 计算预热负荷  $Q_y$  (kW)。

$$Q_y = \frac{Q_s}{t} \quad (4-22)$$

4) 计算辅助加热量  $Q_t$  (kW)。

$$Q_t = \frac{COP_H - 1}{COP_H} \times Q_y \quad (4-23)$$

式中  $COP_H$ ——平均制热系数。

5) 校核循环水供水温度。根据预热负荷  $Q_t$ , 查水环热泵机组性能表, 按对应的机组制热量得到应保证的循环水供水温度, 校核是否超出允许范围, 如超出, 应延长预热时间, 重新计算。

#### (3) 蓄热水箱

在水环热泵空调系统中常设置低温（13~32℃）或高温蓄热水箱（60~82℃），以改善系统的运行特性。这里应该注意低温蓄热水箱和高温蓄热水箱的作用是完全不同的。

水环热泵空调系统通过水环路实现了热量的空间转移（如从内区转向周边区），然而，每时每刻内需要转移的热量与周边所需要的供热量之间很难平衡，为此，水环路可设置一个低温蓄热水箱，这样水系统又实现了热量的时间上的转移。也就是说，内区制冷的机组向环路中释放的冷凝热与周边区制热的机组从环路吸取的热量可以在一天内或更长的时间周期内实现热量的平衡。可以降低早晨预热所需的辅助加热设备的容量，降低用电负荷，从而降低了冷却塔和水加热器的年耗能量。但冷却塔和水加热器的容量不能减少，这是因为考虑恶劣天气（严寒、酷暑）可能会持续一段时间，要求冷却塔或水加热器必须按最大负荷运行。

高温蓄热水箱用于采用电辅助加热设备的水环热泵系统中，作用是利用夜间电力低谷时段将水加热后蓄存起来，白天电力高峰时段供给系统使用，在有峰谷分时电价的地区，可以降低辅助加热设备运行电费。高温蓄水箱与环路并联，通过三通混合阀把环路水温维持在设计温度。

低温蓄热水箱的容积按下列步骤计算：

1) 假设水环热泵系统的供水温度为 28℃，供冷运行时进出水温差为 7℃，供热运行时进出水温差为 4℃。系统中有 45% 的机组供冷，有 55% 的机组供热。

2) 水系统回水温度 =  $0.45 \times (28 + 7) + 0.55 \times (28 - 4) = 29^\circ\text{C}$

3) 早晨预热时系统供水温度取 15℃，则蓄热水箱可以利用的温差  $\Delta t = 29 - 15 = 14^\circ\text{C}$

4) 蓄热水箱蓄热量

假设水环热泵系统单位负荷水容量为 12.8L/kW，则单位装机容量蓄热水箱蓄热量为

$$Q = 12.8\text{L/kW} \times 14^\circ\text{C} \times \frac{4.187\text{kJ/L}\cdot^\circ\text{C}}{3600\text{s/h}} = 750\text{kJ/kW} = 0.208\text{kWh/kW} \quad (4-24)$$

每升水蓄热量  $1.63 \times 10^{-2}\text{kWh}$

5) 水系统蓄热量可供热的时间

系统单位装机容量、单位时间内吸热量：

$$Q_0 = 1\text{kW} \times \frac{\text{COP}_H - 1}{\text{COP}_H} \quad (4-25)$$

水系统蓄热量可供热的时间为：

$$t = \frac{Q}{Q_0} = \frac{0.208\text{kWh}}{0.7\text{kW}} = 0.3\text{h} \quad (4-26)$$

6) 确定早晨预热时间

从夜间降温的设定温度升至早晨预热的设定温度所需的热量  $Q_s$  除以全部水环热泵机组的供热量之和，此值即为早晨预热时间的小时数。

若早晨预热时间为 1.5h，满足早晨预热尚需蓄存  $1.5 - 0.3 = 1.2\text{h}$  的热量

7) 蓄热水箱所需容积

按每 kW 装机容量计，所需容积为：

$$0.7\text{kW/kW} \times 1.2\text{h} \div 1.63 \times 10^{-2}\text{kWh/L} = 51.5\text{L/kW}$$

即每 kW 装机容量所需的蓄热水箱容积为 51.5L。在此容积时，无须使用供热设备就

可以提供所需的日间供热负荷。

在上例中，假设水环热泵机组有 60% 供冷，40% 供热，供水温度 28℃，则回水温度为

$$0.6 \times (28 + 7) + 0.4 \times (28 - 4) = 30.6^\circ\text{C}$$

由此计算出单位装机容量蓄热水箱容积为 45.4L/kW。

高温蓄热水箱的容积与系统内机组的运行状态无关，它靠夜间系统停止运行期间启动辅助加热设备向水箱蓄热，白天系统启动后向系统内放热。蓄热水箱内的蓄水温度宜尽可能提高，以充分发挥加热设备的能力，减小水箱的容积。蓄热水箱可以和夏季蓄冷结合，详细的设计方法可以参考水蓄冷的有关资料。

但有一点值得注意，用燃油（气）锅炉作为加热设备时，其供水最低温度为 60℃，以防烟气中水分在锅炉的冷凝，而出现低温腐蚀。为此，加热设备要与闭式环路并联，通过调节阀使高温的锅炉水与环路回水进行混合，以保证环路水温不低于下限值。同时为了保证通过锅炉的水量恒定不变，需要设置旁通管路。

#### 4.3.5.6 循环泵选择

##### (1) 循环泵流量

水环热泵系统在计算循环流量时与风机盘管系统存在本质上的差异。风机盘管系统中，循环水是冷（热）负荷的载体，其所携带的负荷仅与循环水流量与供回水温差有关，理论上该负荷应等于建筑物冷（热）负荷。在水环热泵系统中，循环水并不直接输送负荷，其所携带的能量只有通过水环热泵机组压缩机做功才能提供建筑物所需的冷（热）负荷，系统提供的冷（热）负荷与循环水温度、流量以及进风的干、湿球温度等均有关系，一般水环热泵机组均要求循环水在恒定的流量下工作。由于水环热泵系统中存在同时制冷、制热的状况，水环热泵机组有的可能按制冷工况选择，有的可能按制热工况选择，总的循环流量按风机盘管系统的确定方法也难以计算，一般应以所有同时工作的水环热泵机组的额定流量绝对值之和作为整个系统的循环流量，估算时可按表 4-21 的推荐值确定。

##### (2) 循环泵扬程及功率

与普通空调水系统相同，仅需注意一点，当系统有特殊需要，循环水添加乙二醇防冻液时，应计入因流体密度增加对扬程及功率的影响。一般可根据乙二醇浓度按表 4-22 进行附加。

采用乙二醇防冻液时，水泵扬程及功率的附加率

表 4-22

溶液浓度	30%	40%	50%
附加率	1.03	1.05	1.06

#### 4.3.5.7 管路配置

##### (1) 冷却水系统

开式冷却塔 - 热交换器、闭式循环冷却塔、天然水源 - 热交换器作为冷却水源的管路配置分别如图 4-31、4-32、4-33 所示。



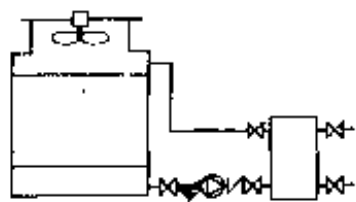


图 4-31 开式冷却塔 - 热交换器

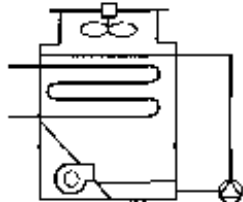


图 4-32 闭式循环冷却塔

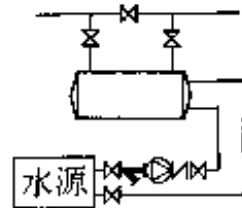


图 4-33 天然水源 - 热交换器

## (2) 水环热泵机组

与风机盘管机组相同，为便于维修及减轻振动，水环热泵机组与水系统的连接应采用软管，并应设切断阀与流量调节阀。根据流量调节的方法不同，机组的供回水管有以下几种配管组合方式：

1) 手动球阀 如图 4-34，用手动调节球阀改变流经热泵机组的流量，以保持系统平衡。但是调节一个球阀会影响其他阀门的流量，难以做到精确调节。

2) 手动平衡阀 如图 4-35，手动平衡阀测量压差变化，根据压差变化计算相应的水流量。

3) 自动流量控制阀 示意图同上，采用自动流量控制阀，自动调节机组流量至额定流量。

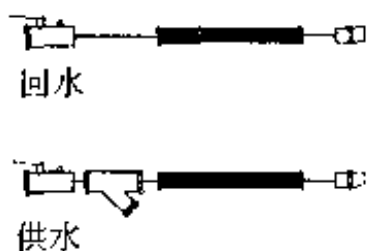


图 4-34 机组手动控制流量接管

回水：球阀、压力温度接口、0.5m 软管和变径管  
供水：球阀、压力温度接口、0.5m 软管、Y 形过滤器和变径管

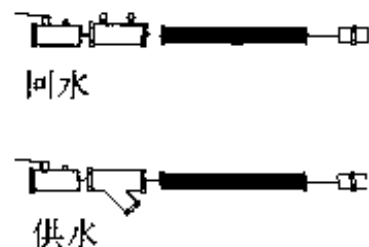


图 4-35 机组平衡阀控制流量接管

回水：球阀、压力温度接口、压力平衡阀、0.5m 软管和变径管  
供水：球阀、压力温度接口、0.5m 软管、Y 形过滤器和变径管

另外，在闭式循环水系统中，可以在每台水环热泵机组回水管（也可在供水管）上安装电动阀或电磁阀，以便在压缩机停机时截断水流，配合循环泵变流量措施，达到节能目的。与风机盘管系统不同，此时的电磁阀、电动阀均起开关作用，水环热泵机组的负荷调节与其无关。

当水环热泵机组的送风机为吸入式时，冷凝水管应有存水弯，冷凝水管的存水弯后安装通气口，以防冷凝水回流，通气口长度约 50mm。国内常规做法是在凝水立管顶端设置直通大气的通气口。

## (3) 辅助加热设备配管

- 1) 电热锅炉，如图 4-36；
- 2) 水管或铸铁锅炉，如图 4-37；
- 3) 火管锅炉，如图 4-38；
- 4) 水-水热交换器，如图 4-39；
- 5) 汽-水热交换器，如图 4-40。

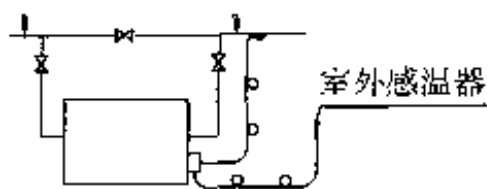


图 4-36 电热锅炉配管

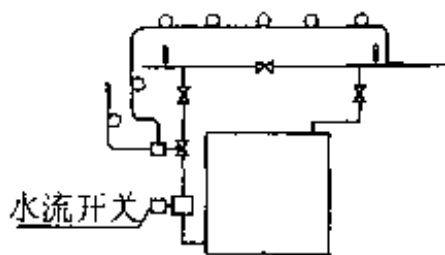


图 4-37 水管/铸铁锅炉配管

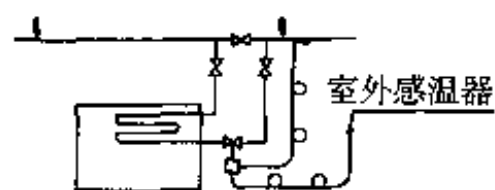


图 4-38 火管锅炉配管

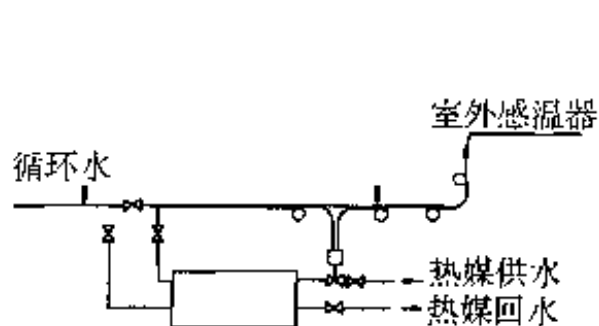


图 4-39 水-水热交换器

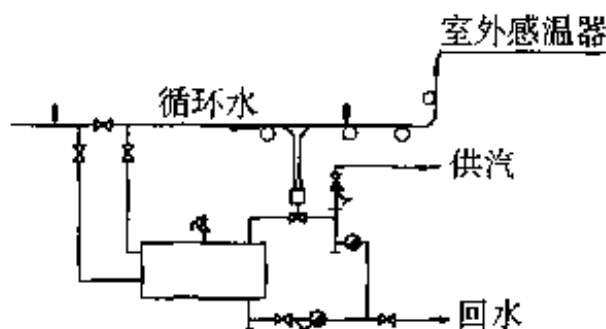


图 4-40 汽-水热交换器

#### (4) 蓄热水箱配管

- 1) 低温蓄热水箱配管，如图 4-41；
- 2) 高温蓄热水箱配管，如图 4-42。

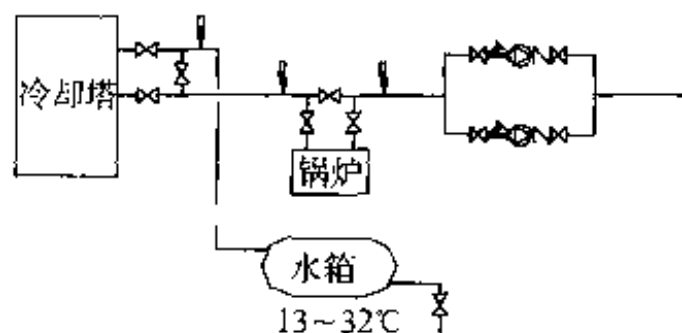


图 4-41 低温蓄热水箱

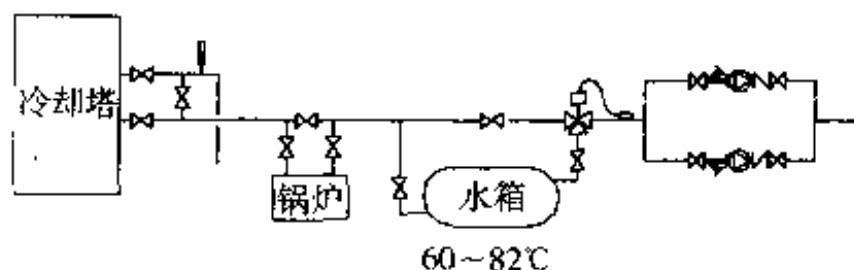


图 4-42 高温蓄热水箱

#### 4.3.5.8 水环热泵系统控制

水环热泵系统是将分散的水环热泵机组通过循环水系统联系起来的空调系统，采取独立的区域控制和系统的中央控制相结合的控制系统，可分成以下三部分：

- 1) 热泵机组控制：包括机组的运行、控制和机组的安全控制；
- 2) 循环水系统控制：包括排热设备、辅助加热设备以及循环泵的控制；
- 3) 中央控制：对整个系统进行集中控制。

##### (1) 热泵机组控制

热泵机组一般均自带一套完善的控制系统，其基本的功能为温度控制和风量调节。水环热泵机组的出风温度和冷、热转换根据室内温控器设定自动调节，风量由三速调节器手动调节。机组自身还配置一些安全保护装置，如高温停机、过载限制、缺水停机等。热泵机组的控制可由厂家选配直接数字式（DDC）控制系统，通过通讯线路，把信息送至中央控制室，可以检测每台机组的运行状态如压缩机状态、送风机状态、换向阀位置、区域温度、送风温度、出水温度、高压限制等，还可以控制每台机组的运行方式如启停控制、温度设定、夜间设定控制、早晨预热（冷）控制等。

## (2) 循环水系统

为了保证水环热泵系统可靠运行，循环水系统应确保两点：一是环路的水温在表 4-17 范围内，二是连续而稳定的流量。主要是通过检测两个控制点：环路的感温器和水流开关。感温器一般设在循环水泵进口处，并与锅炉或换热器保持一定的距离。感温器探测冷却塔出水温度或锅炉（换热器）后的混合水温，由控制系统根据设定值对冷却塔风机、水泵或锅炉的运行及换热器热媒的供给。表 4-23 为一个采用闭式冷却塔的系统水温控制实例。

水温控制实例

表 4-23

水温 (°C)	14	15 ~ 20	24	29	31	32	34	40
控制要点	报警	加热设备开启	中点	阀门开启	淋水泵开启	第一台冷却塔风机开启	第二台冷却塔风机开启	报警
				冷却设备运行				

当采用开式冷却塔时，温度传感器检测换热器循环水出水温度，随温度升高，依次启动第一台冷却水泵、第一台冷却塔风机、第二台冷却水泵、第二台冷却塔风机。冷却塔控制同普通空调水系统，可参考 4.2.5 节有关内容。

水流开关用来检测系统流量，当循环泵发生故障，循环水停止流动时，应停止所有水环热泵机组运行，在水流量恢复正常前，任何水环热泵机组不得启动。

循环泵的控制主要指备用泵自动投入运行，以及水泵按时间运行、多泵并联运行、变频调速运行等，任何形式的变水量运行都要以末端热泵机组水路电磁（电动）阀的开关控制为前提。

当冬季仍可能启用冷却设备时，必须采取防冻措施，可以采用闭式冷却塔在室内布置，或在循环水中添加乙烯乙二醇防冻液等。

循环水设备也可采用 DDC 控制，与中央控制系统接驳。

## (3) 中央控制系统

根据工程具体情况设置 DDC 中央控制系统，采用 DDC 控制可以加强中央控制系统与个别机组的配合，除前述对每台机组的控制之外，其功能还可增加：

- 1) 夜间回调和设定；
- 2) 长期运行记录；
- 3) 水泵循环（工作或非工作）；
- 4) 系统水温度记录。
- 5) 系统水流检测：系统水流、水质、缺水、高水温、低水温、供热设备水流、排热设备水流和循环泵水流等；
- 6) 维修报告：水环热泵机组的高低压、出水温度、空气过滤器状况、送风温度等。

### 4.3.6 水环热泵系统安装及噪声防治

#### 4.3.6.1 机组安装

(1) 安装在吊顶空间内的水环热泵机组避免安装在人员工作或生活区上部，要尽量放在过道、贮藏间、卫生间及其他不经常使用的房间吊顶内。

(2) 机组安装时应留有一定的检修空间, 以便于接管、接线, 检修空气过滤器、风机叶轮、盘管、电机、压缩机, 清洁集水盘等, 并应在机组附近的吊顶留有大小适当的检修孔。

(3) 两个机组之间的最小距离为 2.5m, 以防止噪声叠加。

(4) 机组应避免安装在有二面或二面以上的反射面的位置, 防止产生二次噪声, 机组的位置最好使噪声作球状传播。

(5) 吊顶机组的正下方应设吸声板, 吸声板面积应大于机组底部面积的二倍, 吸声板厚度 25mm, 如图 4-43。

(6) 建筑各楼层的热泵机组, 尽量安装在相对应的位置, 以便节省水管、电气导管和新风管道的安装费用, 同时也便于检修。

(7) 安装机组的房间, 吸声系数不应低于 0.20。影响吸声系数的因素有: 墙体材料(混凝土、钢架、砖、石等); 顶棚的结构和材料; 室内的家具和摆设; 墙体保温材料; 地板(或地毯)等。

(8) 机组本身应有如下降低噪声的措施:

压缩机应装设专门的减振弹簧;

机箱内侧全部贴有专门的吸声及保温材料;

风机与压缩机的空间分开, 以避免压缩机噪声传至室内。

#### 4.3.6.2 风管、风口安装

空气进出机组的路线是噪声传播的主要途径, 安装时应特别引起注意。

(1) 机组进出口要装设一段内贴吸声材料的风管, 不应在机组进出口直接安装风口, 防止噪声反射到房间内。吸声材料一般采用超细玻璃棉, 厚度 25mm, 按消声器标准制作。

(2) 机组进出风口与风管之间采用软接头连接, 防止机组振动直接传到风管上。

(3) 主风管内风速应低于 5m/s, 接近送风口处的风速不应超过 2.5m/s。

(4) 送风机出口要保持气流的畅通, 避免阻力的增加和产生二次噪声。

(5) 送风口应避免直接开在主风管上, 尤其是风管较短时。可接一个 90°弯头出风。

(6) 当采用软性支风管连接送风口时, 支风管长度应不小于 3 倍支风管直径。

(7) 回风口位置距离机组不应小于 2m。

(8) 安装于小室内的机组, 应防止噪声从回风口传播至空调房间, 应在回风口处装设吸声板, 如图 4-44。

(9) 采用 90°直角弯头和导向叶片, 可有效降低噪声对空调房间的影响, 如图 4-45 及 4-43、4-44。

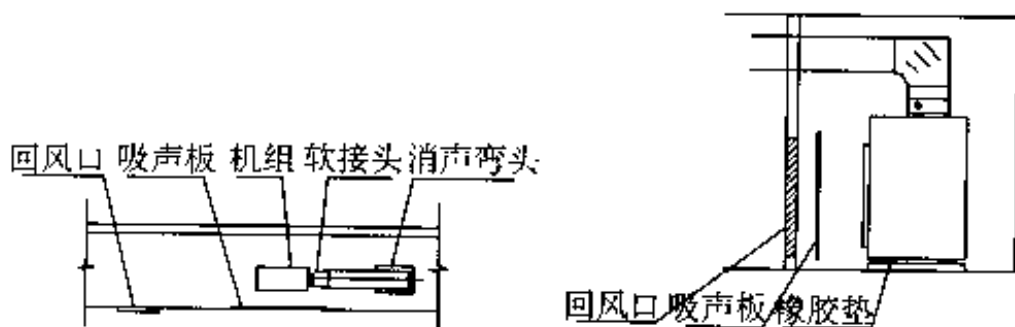


图 4-43 吊顶机组安装

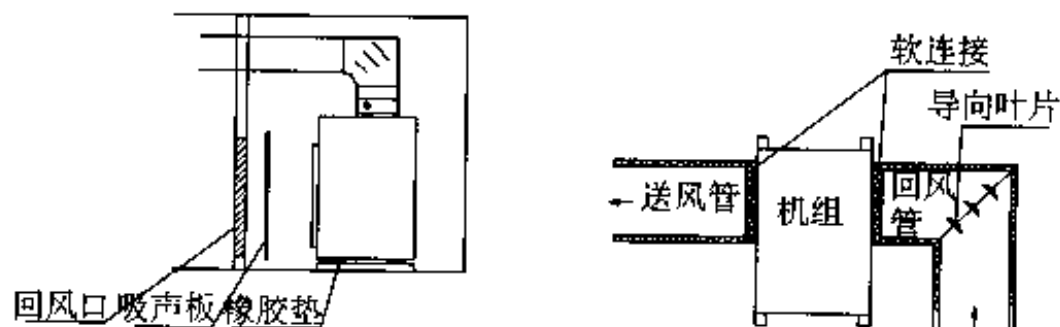


图 4-44 落地式机组安装

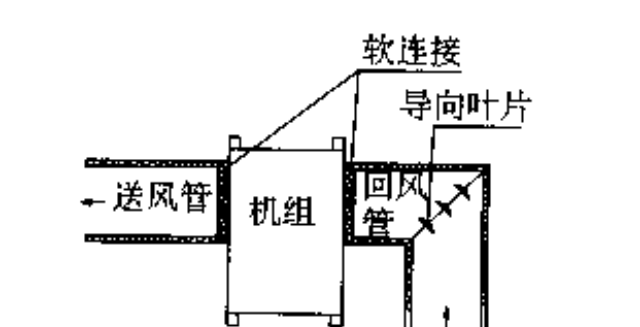


图 4-45 装 90°直角吸声弯头示意图

(10) 弯头、三通和阀门等风管管件之间应有 4~5 倍风管直径或风管长边边长的距离, 以使气流平稳。散流器、格栅和调节阀也应保持适当距离。

(11) 送回风管道穿过防火墙时, 应按照消防要求设置防火阀。

#### 4.3.6.3 水管安装

(1) 连接机组的水管和电线导管要用软接头或软管, 防止振动传播。

(2) 机组集水盘的凝水排水管应装置 50mm 高的存水弯, 有的热泵机组凝水口在正压区则无需存水弯。

(3) 安装水管和电线导管时, 不要阻碍机组各部位的检修。

#### 4.3.6.4 减振

(1) 风管、水管均采用软连接。

(2) 吊装机组应采用减振吊架。

(3) 落地式机组的基座应装设 10~15mm 厚的橡胶隔振垫。

(4) 顶棚的吊架不应与风管相碰。所有顶棚、风管、管件和机组, 都应设有单独的吊架。

### 4.3.7 工程实例

#### 4.3.7.1 实例一

##### (1) 工程概况

深圳某商住大厦, 建筑面积 2.5 万  $m^2$ , 办公、居住两用。地下一层, 为车库和水泵房, 地上 25 层。标准层每层八户, 有住户, 也有两套或三、四套合并办公使用, 有夜间住人, 也有夜间不住人。

##### (2) 空调系统

采用单冷型水环热泵空调系统, 冷却塔、泵房、膨胀水箱设于主楼屋面, 冷却循环水立管分别设于四个竖井内, 为二个同程系统。标准层水环热泵机组采用卧式暗装型设于吊顶内, 每台机组设有送、回风管, 并装有消声弯头, 新风由竖井经风道送入机组与回风混合。标准层平面图如图 4-46。自动控制原理图如图 4-47。

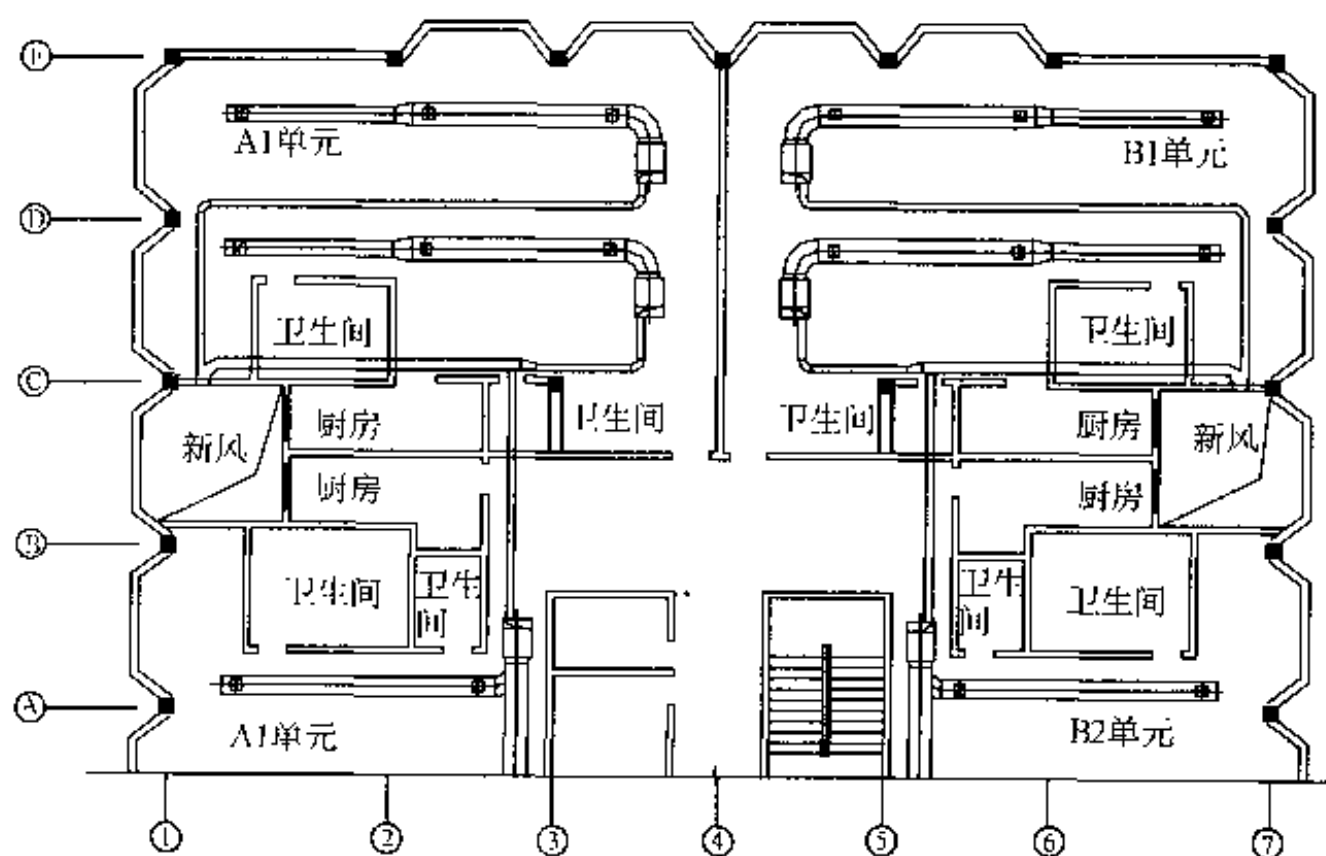


图 4-46 水环热泵系统平面布置图

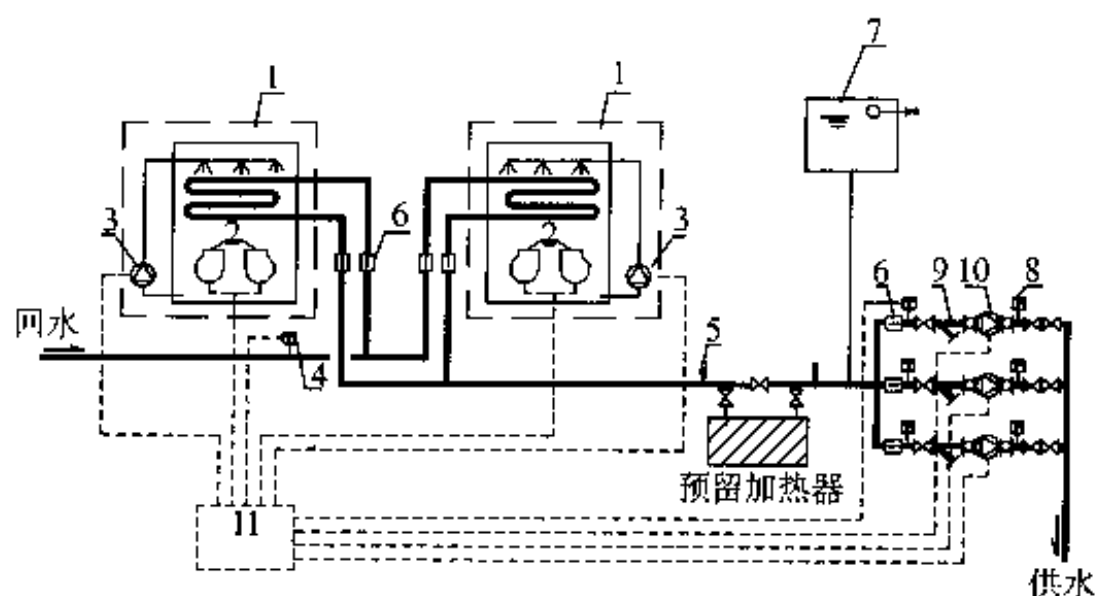


图 4-47 空调自控系统图

1—封闭式冷却塔；2—风机；3—喷淋泵；4—感温器；5—温度计；6—水流开关；  
7—膨胀水箱；8—压力控制器；9—过滤器；10—循环水泵；11—控制箱

### (3) 主要技术经济指标

- 1) 总装机容量 2600kW，单位空调面积冷量  $105\text{W}/\text{m}^2$ ；
- 2) 单位冷量耗电量  $0.38\text{kW}/\text{kW}$ ；
- 3) 单位冷量投资 227.5 元/kW；
- 4) 供冷期单位建筑面积平均运行费 6~7 元/ ( $\text{m}^2 \cdot \text{月}$ )；

### (4) 主要设备

- 1) 封闭式冷却塔 Evapco LSWA-122A，二台；  
水流量：67L/s，进水温度  $40^\circ\text{C}$ ，出水温度  $35^\circ\text{C}$
- 2) 冷却水循环泵：IS200-150-315A，三台，二用一备；
- 3) 水环热泵机组：美意牌 814 型，340 台。

### 4.3.7.2 实例二

#### (1) 工程概况

上海某工程，总建筑面积  $197755\text{m}^2$ ，包括两座公寓式写字楼，建筑面积  $39194\text{m}^2$ ，高 99.9m，和一座超高层办公楼，50 层，高 181.1m。三栋塔楼通过裙房连为一体。两座公寓式写字楼及其裙房（主要为大厅、消防控制中心、商场、办公、银行营业厅、多功能厅、会议室、餐厅等）采用水环热泵空调系统，该部分总建筑面积  $57946\text{m}^2$ ，总冷负荷  $7763\text{kW}$ ，总热负荷  $2910\text{kW}$ 。超高层办公楼及其裙房部分采用常规冷水机组和末端装置。

#### (2) 水环热泵空调系统

两座公寓式写字楼及其裙房并联在一个闭式水环路系统中。裙房内灯光及人体散热负荷按空调面积  $69 \sim 201\text{W}/\text{m}^2$  计算，全年余热不小于  $1100\text{kW}$ ，超过裙房部分采暖热负荷。水系统原理图如图 4-48。公寓式写字楼标准层每层有 6 套公寓，每套均有阳台。为减少机组噪声对室内的影响，选用压缩机和室内盘管分开的卧式分体式水环热泵机组 HE 系列 (Climate Master) 共 236 台，将压缩机、冷凝器机组吊装在阳台上，室内机放在室内吊顶内。

商场及大厅选择大型落地式机组 (803-480, 803-300) 共 24 台，设在专用机房内，

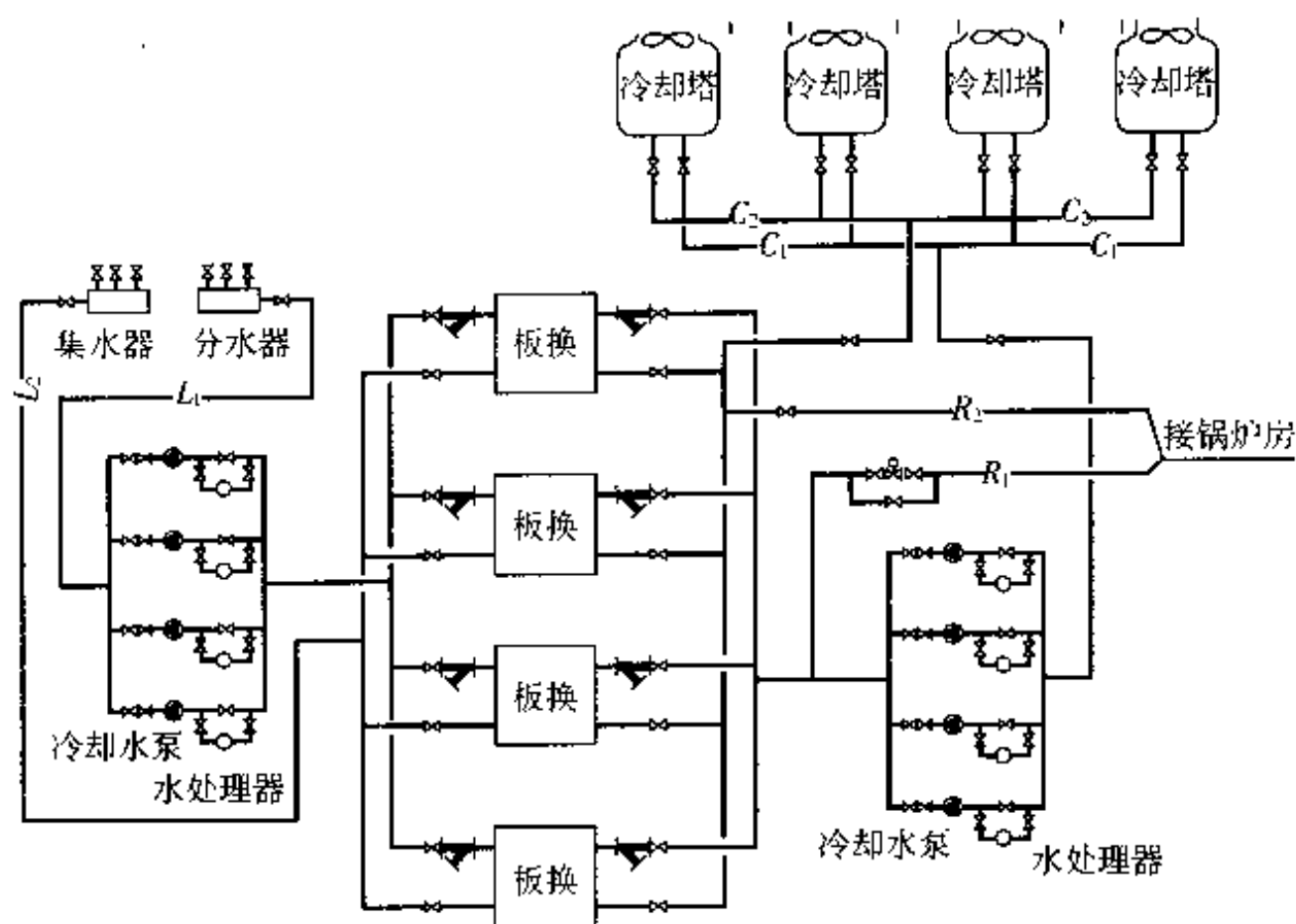


图 4-48 水环热泵水系统原理图

其余选用卧式机组 HS 系列 42 台，立式 VS 系列 6 台。

循环水系统采用开式冷却塔加板式换热器系统，机组的进水温度  $34^{\circ}\text{C}$ ，进出水温差  $5^{\circ}\text{C}$ 。

辅助热源采用燃油锅炉提供  $95/70^{\circ}\text{C}$  热水，经板式换热器间接加热。供热时水环热泵机组进水温度  $15.6^{\circ}\text{C}$ 。冬季辅助加热和夏季冷却塔冷却由换热站内手动阀门转换。

水管路绝大部分采用同程式系统，少部分受建筑平面限制必须采用异程式系统时，在其管路分支处设流量调节阀。

所有水环热泵机组均外接风管，送风管在  $90^{\circ}$  弯头处设导流叶片，中小型水环热泵机组的每个送风口前加对开多叶调节阀，大型机组除在风口前加调节阀外，在风管分支处装设平衡风阀。

公寓式写字间采用回风与新风混合方式解决新风供给，通过新风与回风调节阀使混合后的空气温度高于  $15.6^{\circ}\text{C}$ 。

裙房的新风经吊顶式新风机组 (BFPX) 用循环水预热后和回风混合达  $15.6^{\circ}\text{C}$ ，再进入热泵机组。

#### 4.3.7.3 实例三

##### (1) 建筑概况

北京某综合商住大楼，地下二层，为停车场及娱乐中心，地上 17 层，1 层银行营业厅、餐厅、购物中心，2 层会议室、商务中心及餐厅，3~12 层办公、13~17 层商务套房，总建筑面积  $3.36 \text{万 m}^2$ ，其中空调面积  $2.9 \text{万 m}^2$ 。

##### (2) 水环热泵空调系统

-1 层换热站占地面积  $150\text{m}^2$ ，内设三台循环泵，三台冷却泵，四台板式换热器，每台换热面积  $100\text{m}^2$ ，四层屋面设三台开式冷却塔  $2 \times 250\text{t/h}$ 。

-1、1、2层采用 VARI 大型集中热泵机组 (Climate Master), 3~17层采用 HS 卧式机组安装在房间吊顶内, 利用小型软风管连接送回风口。新风采用 WE 型水-水热泵机组处理。

辅助热源为热力站供给的 65/55℃ 热水。冬季辅助加热和夏季冷却塔冷却由换热站手动阀门转换。

#### 4.3.8 其他形式的水源热泵系统

##### 4.3.8.1 几种水源热泵系统类型

根据作为热泵热源的水体情况不同还有以下几种水源热泵系统:

##### (1) 地下水热泵系统

地下水热泵系统是将建筑物附近深井内的地下水汲出, 通过水源热泵空调器进行加热或冷却, 然后, 将地下水排入下水道或湖泊中 (简称直流式); 也可重新回灌地下, 形成抽水-回灌系统 (简称井灌式)。

##### (2) 地表水热泵系统

地表水热泵系统使用建筑物附近的湖泊、水流或渠道中的地表水。将地表水汲出, 通过水源热泵空调器, 然后再将升高或降低几度的地表水排入水源中去。

##### (3) 闭式环路地表水热泵系统

闭式环路地表水热泵系统使用一个闭式的水或盐水环路, 采用浸没在地表水 (河、湖或池) 中的管道作为换热器, 加热或冷却后的水作为水源热泵空调器的水源。

##### (4) 闭式环路土壤热泵系统

闭式环路土壤热泵系统也使用一个闭式的水环路, 将此水环路埋入地下, 以土壤作为吸热源和排热源。通常用水平或垂直的塑料管簇埋入地下作为换热器。

##### 4.3.8.2 水源热泵中央空调系统

目前市场上较为常见的是以水作为供热介质的中央水源热泵系统, 通常称为水源热泵中央空调系统。水源可采用湖水、河水等地表水、地下水、地热尾水 (仅用于制热) 等, 以打井取用地下水并采用回灌技术的居多。空调末端系统与普通空调系统相同, 采用风机盘管系统或全空气系统, 供热介质为冷热媒水, 循环系统与普通空调系统完全相同。采用地下水的水源热泵系统有时又被称作地温中央空调系统, 但其实质是利用了土壤的蓄热作用, 并未开采地下热能, 如图 4-49。夏季, 通过制冷作用, 室内热量被转移给地下水, 被加热后回灌地下, 与土壤砂石充分换热, 热量被蓄存在土壤中。冬季, 通过热泵作用, 地下水被冷却用来供给室内负荷, 能量的来源则为夏季蓄存在土壤中的热量。理想的状况为冬夏达到一个动态的平衡, 不必从外界获取或排除热量。

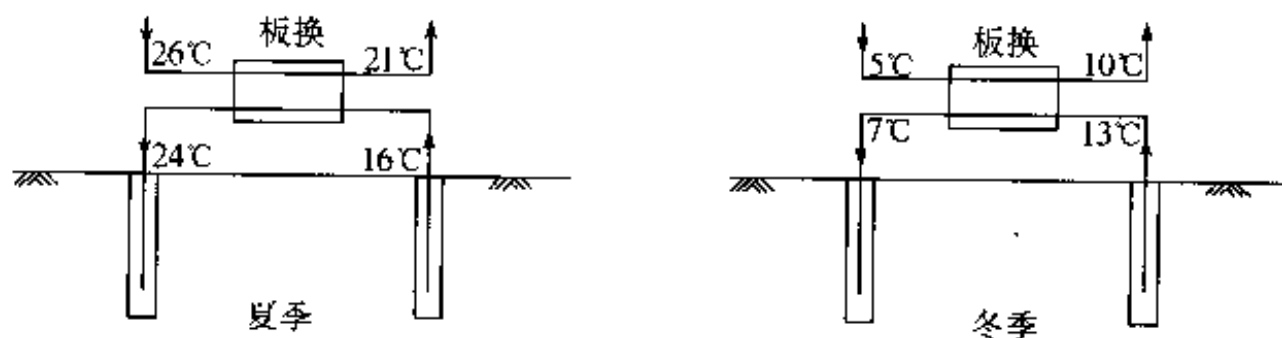


图 4-49 利用土壤蓄热的水源热泵系统



#### 4.3.8.3 水源中央空调系统的特点

##### (1) 高效节能

由于在低于地面 8~10m 以下的地下水温度波动较小,这对于水冷式的热泵机组运行非常有利,能效比远高于风冷热泵,同时,由于地下水的温度较低,大大低于采用冷却塔蒸发降温的常规冷却水系统,制冷系数也高于常规的冷水机组。水源热泵中央空调系统的耗能状况分析如下:

##### 1) 夏季:制冷 COP > 6。

冷冻水循环泵能耗与常规系统相同,水源(井水)循环系统能耗接近常规冷却系统中水泵加冷却塔能耗(水源循环水系统为封闭水系统,循环过程中不与大气接触。水源泵扬程 = 水源环路阻力 + 板式换热器阻力 + 井水取水段长度)。

##### 2) 冬季:热泵供热 COP 达 4.5。

热水循环泵耗能及与常规供热系统相同。

加上井水循环泵耗能,综合 COP 仍高于 3.5。按燃煤发电效率为 33%,水源中央空调系统折算为煤转化为热的综合效率为 112%。

##### (2) 环保性好

夏季不排热,缓解空调造成的城市热岛效应。

仅用电作能源,无任何排放污染。

深井回灌,地下水处于全封闭状态,不与大气接触,仅与外界换热,不会造成水质污染。

与冷却塔冷却相比,无蒸发和飘水损失,理论上零耗水。

无冷却塔,无室外机,对建筑外观无影响。

##### (3) 投资适中

室内为风机盘管或全空气系统,与一般空调系统相同。

楼内水系统同常规空调系统。

水源热泵机组造价略高于常规冷水机组,但低于风冷热泵机组及溴化锂吸收式制冷机。

打井及板式换热器构成的水源系统投资高于冷却塔系统,但低于锅炉房加冷却塔系统。

水源热泵中央空调系统投资要低于常规空调加锅炉房的投资。

#### 4.3.8.4 水源热泵中央空调系统的型式

##### (1) 水源热泵中央空调系统型式

由水源循环系统、大型水源热泵机组、常规空调系统组成,其系统原理如图 4-50。

夏季运行:2、4、5、7 阀门打开,1、3、6、8 阀门关闭;

冬季运行:1、3、6、8 阀门打开,2、4、5、7 阀门关闭。

##### (2) 分散的户式热泵空调系统型式

由水源循环系统、小型水-水热泵机组、户内空调系统组成,其基本组成如图 4-51。该系统与第一种型式相比,具有如下特点:

1) 保证热泵机组本身在大流量、小温差下运行,工况稳定,而整个水系统处于大温差、小流量,可充分利用较低的地下水温度,节省水源侧及负荷侧循环泵的运行能耗。

- 2) 便于实施分户计量。
- 3) 管道处于常温，无需保温。

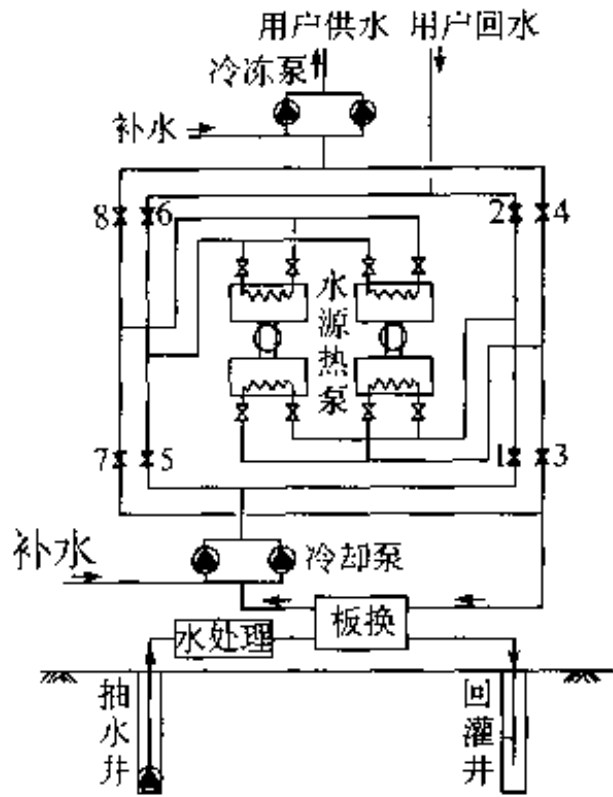


图 4-50 水源中央空调系统原理图

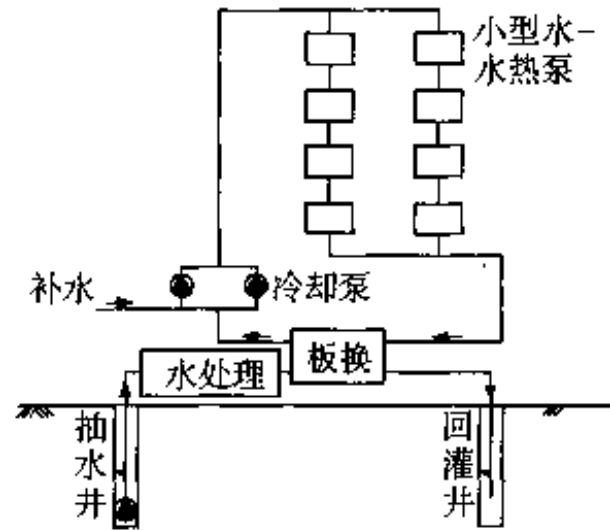


图 4-51 户式水源热泵系统原理图

#### 4.3.8.5 水源设计

水源热泵中央空调系统中，水源是关键问题，几点建议如下：

##### (1) 地表水

1) 首先应征得当地主管部门的同意，确定工程所在地江、河、湖泊、海洋等地表水体的贮水量，能否抽取利用，并取得可靠的最大取水容量。

2) 对水质进行分析，取得可以作为设计依据的可靠数据，如浑浊度、腐蚀性、冬季的水温变化等等。

3) 泵站管道、取水口的设置是否合理，对整个工程的经济性是否有影响。

##### (2) 地下水

1) 首先应征得当地地下水资源主管部门的同意，并向水文地质专家咨询。

2) 请专业的队伍打井。

3) 打井的井径、井深及井距与要求的水量有关，并相互影响。一般来说，取水层沉积颗粒越粗，水量就越大，相应井的间距也应加大，如对于细砂层，井距为 100m 左右；粗砂层并距为 150m 以上；砂卵石层，井间距应在 250 ~ 300m 以上。具体的数据应由专业公司提供。

4) 深井回灌方式有自流回灌、压力回灌、真空回灌等，一般采用压力回灌。抽水井与回灌井只是相对的，每个井的抽水与回灌都应轮流交替循环进行，防止地下含水层空隙被堵塞，水井报废。该技术俗称“洗井”，可以延长井的寿命。

在无明显地下水流动状况（地下河）下，一般采用三口井为一组，一抽二灌，轮流循环。

所有的水井都应处于同一深度，使得取水与灌水在同一含水层，从而逐步形成地下水的循环通道。

5) 在确定水源条件时, 还应考察地下水的上游、下游及其附近的地下水使用情况, 避免产生相互影响。

6) 采用地下水的水源热泵中央空调系统不适用于建筑密集的地区。

### (3) 其他水源

建筑中水、处理后的城市废水等均是水源热泵空调系统的理想水源, 当有类似条件时, 均可考虑作为水源热泵空调系统的水源。设计时, 应落实水源的水量是否稳定、可靠, 水质是否有腐蚀性、冬季水温情况等等。当作为热泵空调系统的水源后, 是否对中水及处理废水的其他应用有影响。

## 4.4 VRV 系统

新修订的《采暖通风和空气调节设计规范》将那种采用氟利昂冷媒直接蒸发制冷(制热)、一台或几台室外机联合工作、带动多台室内机的空调形式命名为冷媒直接蒸发式变频一拖多系统。目前市场上有多个国内外厂商的产品, 虽然各有不同的名称, 但其工作原理基本一致。本章以被大家普遍接受的 VRV 系统这一名称, 作为本章的题目, 并以大金 VRV 系统为主介绍其系统构成及设计方法。

### 4.4.1 VRV 系统概述

VRV 系统, 即制冷剂容量可调 (Variable Refrigerant Volume) 的直接蒸发式空调系统, 20 世纪 80 年代中期由日本大金 (DAIKIN) 工业株式会社研制推出, 20 世纪 90 年代初引入我国, 成为目前国内空调市场上一个重要的空调系统形式。

相对于传统的空调系统, VRV 系统更接近单元式空调器或房间空调器。它由一台室外机和数台室内机组成, 每一台室内机都具备根据房间的要求进行独立的制冷或制热的运转能力, 室外机由空气冷却, 压缩机配备变频控制器, 可根据制冷或制热的负荷状况改变运转速度。与普通单元空调器相比, VRV 系统大大延长了配管长度及高度, 扩大了使用范围。

VRV 系统在各种性质的建筑中都有应用, 随着住宅商品化的发展, VRV 系统逐渐为房地产商、部分高收入阶层等所青睐, 在高档住宅中得到了越来越广泛的应用。与其他空调形式相比, VRV 系统具有以下特点:

#### (1) 安装简单, 不需集中机房

VRV 系统为冷媒直接蒸发制冷, 不需要冷冻水及冷却水系统, 省去了水泵、冷却塔等辅助设备及相应的管道系统, 室外机放在室外、屋顶或阳台等地, 减少了占地面积, 简化了安装工程。冷媒输送管尺寸大大小于水管及风管尺寸, 可增加室内净高或降低建筑层高, 节约工程造价。

#### (2) 布置灵活

多种型号及规格的室内机可安装于同一系统内, 并且每台室内机都可独立有效地进行控制, 可满足不同负荷、不同装饰要求的房间布置, 较长的配管系统及较大的高度差, 使系统安装灵活方便, 多个 VRV 系统组合使用, 几乎可以满足各种建筑物的要求。

#### (3) 运转节能

1) 由于压缩机采用变频控制方式, 室内机可单独控制, 故不需空调的房间可不投入

运行，减少了能源的浪费。

2) 空调房间大部分处于部分负荷状态下，由于 VRV 系统自控程度较高，室内机达到设定温度即停止工作，因此 VRV 系统部分负荷的特点较常规系统更为突出（据统计，VRV 系统全年平均负荷率为 50% ~ 60%）。而变频控制的 VRV 主机恰恰具备部分负荷下效率较高的特点，节能效果显著。表 4-24 是美国 ARI-550 标准统计的空调建筑的负荷率，表 4-25 是 RSXY5KY1C 型主机在不同部分负荷率下的 COP 值。

空调负荷率

表 4-24

负荷率	100% ~ 75%	75% ~ 50%	50% ~ 25%	< 25%
时间	10%	50%	30%	10%

VRV 主机部分负荷下性能系数

表 4-25

负荷率	130	120	110	100	90	80	70	60	50
制冷 COP <sub>r</sub>	2.78	2.82	2.87	2.90	3.38	3.70	4.35	4.83	5.40
制热 COP <sub>h</sub>	2.94	2.91	2.89	2.85	3.18	3.39	3.83	4.16	4.40

3) 不同的房间可以设定不同的温度，可满足不同使用者的要求，避免了集中控制造成的无效能源消耗。

4) 采用热回收 VRV 系统，可回收建筑物内的余热，起到和水环热泵系统相似的节能效果。

5) 某些型号的室内机具备“智慧眼”功能，利用红外线传感器探测人的移动，真正做到“人走机关”。

#### (4) 舒适程度高

1) 每个房间均可单独控制，并且由于采用了电子膨胀阀及高精度 PID 控制系统，可将室温控制在设定温度的  $\pm 0.5^{\circ}\text{C}$  之间，这是常规舒适性空调系统所达不到的。

2) VRV 系统主机及室内机噪声均低于常规空调系统的主机及末端设备，室外机还具备“夜间噪声控制”功能，可降低 2 ~ 3dB (A) 的夜间运转噪声。

3) 室内机采取许多提高舒适性的措施，如变频强力运转，可实现迅速制冷、制热；自然凉风制冷运转，可实现设定温度 1/f 的波动控制；强力双重送风挡板可使制冷时水平送风，制热时向下送风；可选配高效空气过滤网、超长效空气滤网等。

#### (5) 设计、安装、维护方便

1) 常规空调系统设计必须进行大量繁琐的水系统、风系统设计计算，而 VRV 系统不需进行管道计算，只要根据不同系统型式、不同规格主机型号进行配管即可，并且不存在系统的水力失调问题。

2) 常规空调系统从设备的供应、管道的安装到系统的调试等是一个庞大的系统工程，建设单位需投入大量人力、物力，耗费大量时间，安装单位需配备管道、通风、机械、电气、控制等不同工种。而 VRV 系统一家公司就能提供和安装整个系统，安装简单并且容易协调。冷媒管尺寸小并且采用专用的接头和端头，降低了安装中的工作量，增加了系统

的可靠性；室内、外机重量轻，无需专用提升设备，使用大楼电梯即可搬运；多台室内机可通过双芯电缆简单与一台室外机相连接，一条电源线上可连接多达三台室外机，自动地址设定功能避免了手动地址设定的耗时工作，因此，电气布线工作非常简单。

3) 可以逐层进行安装，安装完毕的楼层能迅速投入使用。

4) 旧建筑加装空调无须机房，没有较大开洞，对结构承重几乎没有影响，不占层高，因此最适合采用 VRV 系统。

5) VRV 系统有多种控制方式，满足不同场合的要求，便于运行管理；系统具有故障自动诊断功能，可以自动判断显示系统各种故障，简化了日常维护及维修工作；不像常规空调系统需设大量专门维护管理人员。VRV 系统一般不设专职管理人员。

(6) VRV 系统目前价格仍然较高

VRV 系统经过不断发展、完善，目前已形成庞大的 VRV 产品家族，表 4-26 列出了几种常见 VRV 系统形式的主要性能特点。其中有的形式如 H 系列及其以前的普通 VRV 系统等早期形式已被较新型的 K 系列、超级 VRV 系统代替，各种小型的 VRV 系统适合不同规模的家用空调，以家用 VRV 系统最具代表性。以下将分别对这三种系统作详细介绍。

常见 VRV 系统形式

表 4-26

系统型式	H 系列	K 系列	超级 VRV	超级多联系统		多联系统	SKY FRFE	家用 VRV 系统	
				H 系列	G 系列				
室内机数量	8	16	30	4	6	5	4	7	
管道长度(m)	100	100	100	60			100	115	
室内外机高差(m)	50(40)	50(40)	50(40)	15			50	30	
运行环境温度	制冷	-5 ~ 43(DB)	-5 ~ 43(DB)	-5 ~ 43(DB)			-5 ~ 43(DB)	10 ~ 43(DB)	
	制热	-10.5 ~ 15.5(WB)	-15 ~ 15.5(WB)	-15 ~ 15.5(WB)			-10 ~ 15.5(WB)	-10 ~ 15(DB)	
	冷暖	-5 ~ 15.5(WB)	-5 ~ 15.5(WB)	-5 ~ 15.5(WB)					
室内机	款式	8	9	9		2	2	3	6
	型号	39	55	50		8	7	7	18
	容量范围	0.8 ~ 5HP	0.8 ~ 5HP	0.8 ~ 10HP		2.5, 3.5, 5.0, 6.0kW		1.6HP, 2.5HP, 5HP	2.5 ~ 7.1kW
室外机	5HP, 8HP, 10HP	5HP, 8HP, 10HP	16 ~ 30HP	G 系列可叠放			25kW	14.5kW	

#### 4.4.2 K 系列 VRV 系统

##### 4.4.2.1 系统构成及形式

###### (1) 变频控制系列

VRV 变频控制“K”系列空调系统是“H”系列的更新换代产品，系统由一台室外机及最多 16 台不同容量和种类的室内机及 REFNET 冷媒配管系统组成，图 4-52 是变频控制 VRV 系统的系统形式示意图。室内机装机总容量可为室外机容量的 50% ~ 130%，单台室

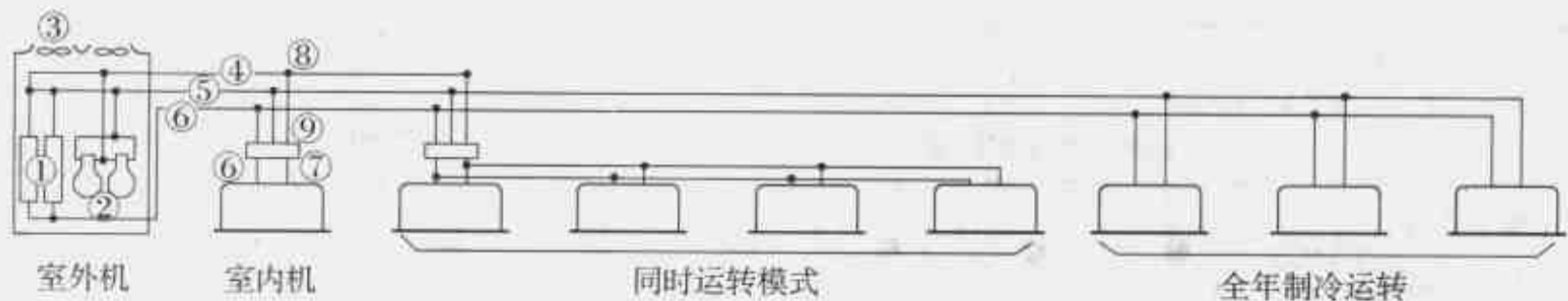
内机容量从 0.8HP 到 10HP 均可独立控制。K 系列 VRV 系统采用 PID 控制，增加了由两个控制系统组成的自动流量平衡回路，其一是能够控制制冷机油的油量，避免制冷机油在管道内的上升或回流的新型机油控制系统，其二是可防止同一系统内高低差不同的室内机之间发生冷媒抽吸的冷媒流动稳定机构。因此，K 系列 VRV 系统在同一冷媒配管系统中冷媒配管的长度及高度均大大超过了常规的家用空调系统，使用范围大大扩展。



图 4-52 VRV 系统形式示意图

### (2) 热回收系列

K 系列热回收 VRV 系统是在已有的冷媒系统冷媒排出管基础上增加一根气体吸入管，可根据环境温度和设定温度来选择气体排出或气体吸收管道来同时实现制冷和制热。热回收 VRV 系统由一台室外机、不同容量和种类多达 8 种的室内机、室内机前的 BS 装置及 REFNET 配管系统组成，图 4-53 是热回收 VRV 系统的示意图。热回收 VRV 系统采用“R-HIDECS 电路”变频器控制，用于室内热交换器、室外机压缩机以及热交换器的容量控制通过冷媒需要量的精确收集和分配来达到最佳的工作效果。图 4-54 是热回收 VRV 系统的运转模式示意图。系统内配管长度及高度差与 K 系列变频 VRV 系统相同，另外，冷媒管路第一分支和最远的室内机之间的距离为 30m。室外运转环境温度为制冷时  $-5 \sim 47^{\circ}\text{C}$  (DB)，制热时为  $-10.5^{\circ}\text{C}$  (WB) ( $-10^{\circ}\text{C}$  DB)  $\sim 15.5^{\circ}\text{C}$  (WB)，冷、热同时运转时为  $-5.5^{\circ}\text{C}$  (WB) ( $-5^{\circ}\text{C}$  DB)  $\sim 15.5^{\circ}\text{C}$  (WB) ( $17^{\circ}\text{C}$  DB)。



- ①—双热交换器；②—双压缩机（变频控制+卸载控制）；③—风机；④—冷媒排出管；⑤—冷媒吸入管；  
⑥—液管；⑦—气管；⑧—REFNET接头；⑨—BS装置

图 4-53 热回收 VRV 系统示意图

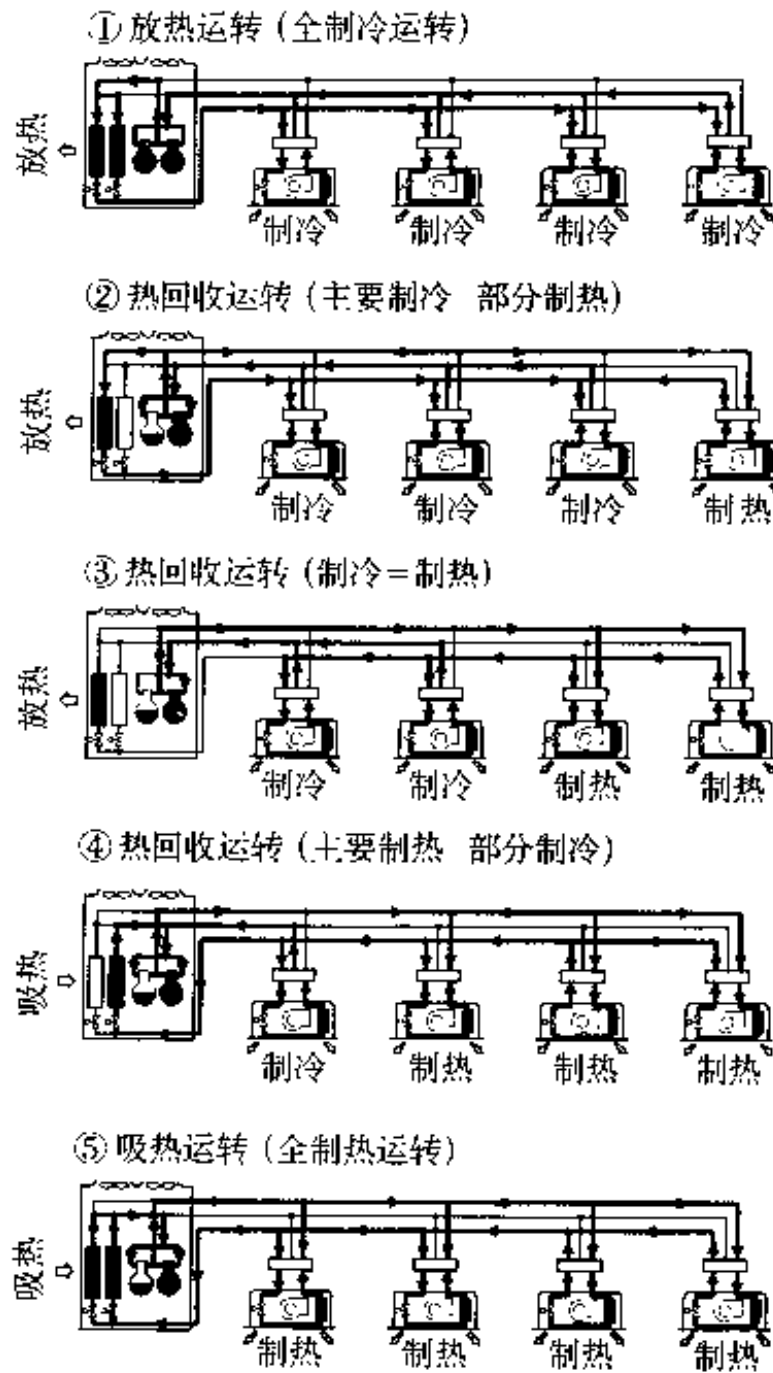


图 4-54 热回收 VRV 系统运转模式示意图

#### 4.4.2.2 设备及附件

##### (1) 室内机

K 系列变频控制及热回收 VRV 系统室内机共有 9 种机型共 55 种款式供用户选择，如表 4-27。

K 系列 VRV 系统室内机

表 4-27

型式	型号	规格(功率 HP)								
		20(0.8HP)	25(1HP)	32(1.25HP)	40(1.6HP)	50(2HP)	63(2.5HP)	80(3.2HP)	100(4HP)	125(5HP)
顶棚卡式嵌入型双向气流	FXYC-	●	●	●	●	●	●	●		●
顶棚卡式嵌入型多向气流	FXYF-		●	●	●	●	●	●	●	●
顶棚卡式嵌入角隅型	FXYK-		●	●	●		●			

续表

型 式	型 号	规 格(功率 HP)								
		20(0.8HP)	25(1HP)	32(1.25HP)	40(1.6HP)	50(2HP)	63(2.5HP)	80(3.2HP)	100(4HP)	125(5HP)
顶棚嵌入 导管内藏型	FXYS-	●	●	●	●	●	●	●	●	●
顶棚嵌入 风管连接型	FXYM-				●	●	●	●	●	●
顶棚悬吊型	FXYH-			●			●		●	
挂壁型	FXYA-		●	●	●	●	●			
落地型	FXYL-	●	●	●	●	●	●			
落地内藏型	FXYLM-	●	●	●	●	●	●			

## (2) 室外机

分单冷型、热泵型、热回收型三种，容量分别为 5HP、8HP、10HP，各种型号室外机的主要性能见表 4-28 中。

VRV 系统室外机性能

表 4-28

型 号		RSX5K	RSXY5K	RSX8K	RSXY8K	RSEY8K	RSX10K	RSXY10K	RSEY10K
*1 制冷量 (kW)		14.5		23.0			28.8		
*2 制冷量 (kW)		14.0		22.4			28.0		
*3 制热量 (kW)		16.0		25.0			31.5		
尺寸 (mm)		1440 × 635 × 695		1220 × 1280 × 690			1440 × 1280 × 690		
压缩机功率 (kW)		3.5		(3.5 + 2.2)		3 + 3	(3.5 + 3.75)		2 × 3.75
风 机	功率 (W)	190		140 + 230			140 + 230		
	风量 (m <sup>3</sup> /min)	80		150			170		
重量 (kg)		140		230		285	250		300
噪声 [dB (A)]		54		57			57		
配管 (mm)	液管	9.5		12.7			12.7		
	气管	19.1		25.4		25.4 (吸) 19.1 (排)	28.6		28.6 (吸) 19.1 (排)

注：\*1. 室内温度：27℃ (DB), 19.5℃ (WB); 室外温度：35℃ (DB); 配管长度 5m; 高低差：0m;

\*2. 室内温度：27℃ (DB), 19.0℃ (WB); 其余同\*1;

\*3. 室内温度：20℃ (DB); 室外温度：7℃ (DB), 6℃ (WB); 配管长度 5m; 高低差：0m。

## (3) BS 装置

BS 装置是仅用于热回收系统的选配件，有 BSV100K, BSV160K 两种型号，主要性能见



表 4-29。

K 系列 BS 装置性能

表 4-29

型 号		BSV100K	BSV160K	
室内机的总容量		< 100	100 ~ 160	
室内机连接数量		< 3	< 6	
尺寸 (高 × 宽 × 厚)		185 × 310 × 280	185 × 310 × 280	
连 接 配 管	室内机 (mm)	液管	9.5	9.5
		气管	15.9	19.1
	室外机 (mm)	液管	9.5	9.5
		吸入气管	15.9	19.1
		排出气管	12.7	15.9

#### 4.4.2.3 机组的组合

##### (1) 室内机的容量指数

在室外干球温度为 35℃、室内干球温度 27℃、室内湿球温度 19.5℃、冷媒配管等效长度为 5m、室内外机高差为 0m 的标准工况下, 某一室内机制冷量 (kcal/h) 的百分之一数值, 即为该室内机的容量指数。表 4-30 为不同规格室内机的容量指数。

室内机的容量指数

表 4-30

室内机规格	20 型	25 型	32 型	40 型	50 型	63 型	80 型	100 型	125 型
容量指数	20	25	31.25	40	50	62.5	80	100	125

##### (2) 室外机的容量指数

在室外干球温度为 35℃、室内干球温度 27℃、室内湿球温度 19.5℃、冷媒配管等效长度为 10m、室内外机高差为 0m 的标准工况下, 某室外机制冷量 (kcal/h) 的百分之一数值, 即为该室外机的容量指数。

##### (3) 机组组合率

在一个 VRV 系统中, 各室内机的总容量指数与室外机容量指数的百分比, 称为该系统的组合率。机组组合率反映了室内、外机组合匹配的情况, 一般控制在 50% ~ 130% 的范围内, 即室外机可在欠载 50% 至超载 30% 的状况下正常工作, 实际工程选用宜接近或略低于 100%, 过小降低系统的经济性, 过大满足不了各室内机同时工作时的冷量 (热量) 要求。

不同型号室外机与室内机在机组组合率的范围组合时, 相互匹配的室内机总容量指数及可连接的室内机台数见表 4-31。

室内机组合总容量指数

表 4-31

室外机型号	机 组 组 合 率									连接室内机的最多台数
	130	120	110	100	90	80	70	60	50	
RSX5K RSXY5K	162.5	150	137.5	125	112.5	100	87.5	75	62.5	8
RSX8K RSXY8K RSEY8K	160	240	220	200	180	160	140	120	100	13
RSX10K RSXY10K RSEY10K	325	300	275	250	225	200	175	150	125	16

#### 4.4.2.4 机组选择

按以下步骤计算系统容量、选择机组型号。该计算步骤适用于所有的 VRV 系统型式。

##### (1) 计算室内空调负荷

详见本书第 2.4.4 节，对住宅来说，VRV 系统的使用情况与家用空调器类似，应考虑间歇运行与隔墙传热。计算冬季热负荷时，应根据采用的新风处理方式，计算新风负荷，不设独立新风系统时，应计算冷风渗透负荷。

##### (2) 选择系统型式及控制方式

根据建筑物性质及使用功能、业主要求、投资情况等选择适宜的 VRV 系统型式，如 K 系列 VRV 系统、超级 VRV 系统、家用 VRV 系统等；确定气流组织方式、新风供应方式等；选择合适的控制方式，表 4-32 列出各种控制方式的控制功能。

VRV 系统的主要控制方式

表 4-32

控 制 方 法		目 的/用 途	控 制 数 量
遥控器控制	遥控器就近控制	典型用法	一个遥控器控制一台室内机
	遥控器远程控制	从远距离外控制	一个遥控器控制一台室内机
	双遥控器控制	就近和远距离二个不同地方进行控制	两个遥控器控制一台室内机
	成组控制	同一楼层两台以上的室内机进行同时控制	一个遥控器同时控制 16 台以内的室内机
	双遥控器成组控制	从远距离进行上述控制	两个遥控器同时控制两个不同地方的 16 台以内的室内机
	外部强制关机控制	防止忘记关机或发生紧急情况时强制关机	与遥控器控制的室内机数量相同
	遥控器联合控制	当使用其他设备与室内机联动运转时	与遥控器控制的室内机数量相同
集中控制	日程定时器	一周的开关运转程序	可控制 64 组 128 台室内机
	集中遥控器	从一个指定地方对所有室内机进行控制	可控制 64 组 128 台室内机
	统一开/关控制器		可控制一个日程定时器、两个集中遥控器及 8 台统一开/关控制器
	组合控制 日程定时器 集中遥控器 统一开/关控制器		可控制 64 组 128 台室内机
楼房控制系统	楼房控制电脑	控制控制电脑和控制系统通过通讯和接触信号进行空调控制	最多 64 台室内机

### (3) 选择室内机机型

根据确定的空调系统型式及房间装修要求，选择合适的室内机机型。

### (4) 初选室内机容量及台数

根据空调房间的计算负荷、室内要求的干、湿球温度、室外空调计算干、湿球温度及已确定的室内机机型，选出制冷（供热）容量接近或大于房间负荷的室内机型号和台数。作为选择室内机容量的房间空调负荷一般采用夏季冷负荷，以冬季热负荷进行校核，当校核不满足冬季供暖需要时，应选择大一号的机型或采取其他辅助供暖措施。室内机的制冷和供热容量与室内要求的干、湿球温度、室外设计干、湿球温度有关，设计时应查厂家提供的详细的容量表。

### (5) 计算室内机总容量指数

根据选择的室内机型号和台数，计算室内机的总容量指数。

### (6) 初选室外机型号

根据室内机组合总容量指数选择室外机型号，通常室内机总容量指数宜接近或略小于每台室外机在 100% 组合率时的容量系数，如果组合率大于 100%，应对室内机的同时使用情况确认并对所有可能同时使用的室内机的实际容量进行修正再作选择。

### (7) 确定室外机的实际容量

根据室外机的容量指数和室内机的总容量指数，计算实际的机组组合率。根据机组组合率以及已知的室内外温度，查厂家提供的室外机容量表，得该室外机的实际制冷量、供热量和输入功率。

### (8) 室外机的实际供热量修正

若以供热工况为准，还应考虑冬季室外机热交换器表面积霜或除霜的因素，对室外机的实际供热量进行修正，见表 4-33。

除霜综合修正系数

表 4-33

热交换器入口温度 (°C/RH85%)	-7	-5	-3	0	3	5	7
综合修正系数	0.96	0.93	0.87	0.81	0.83	0.89	1.0

### (9) 计算各室内机的实际容量

根据下式计算同一系统内各室内机的实际制冷或供热量。

$$ICA = \frac{OCA \times INX}{TNX} \quad (4-27)$$

式中  $ICA$ ——单台室内机的实际制冷或供热量 (kW)；

$OCA$ ——室外机的实际制冷或供热量 (kW)；

$INX$ ——单台室内机的容量指数；

$TNX$ ——室内机的总容量指数。

如果按上式计算的结果小于该房间的冷或热负荷，则应重新选择该房间的室内机，再按上述步骤计算，直到满足要求为止。

### (10) 冷媒配管长度引起的室内机容量修正

按照步骤 (9) 计算得到的各室内机容量是在标准工况（冷媒配管等效长度 5m，室

内、外机高差为0)的制冷、制热量,实际工程中还应根据系统的实际配管长度和室内外机的相对位置高差进行修正。图4-55为RSX(Y)8K-10K型室外机制冷、制热量随配管长度、室内、外机高差的变化率,其他机型可查厂家资料。

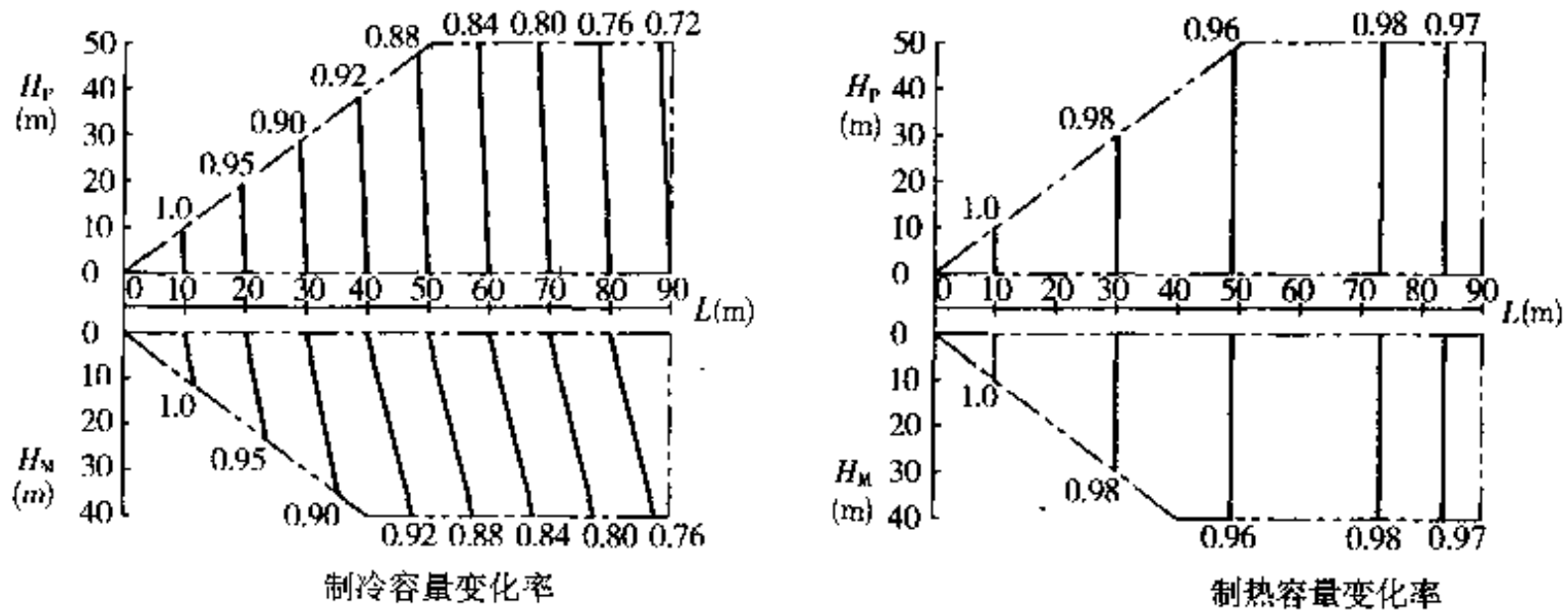


图4-55 冷媒配管长度引起的容量变化

图中  $H_p$ ——当室内机处于下方时与室外机之间的高差 (m);  
 $H_m$ ——当室内机处于上方时与室外机之间的高差 (m);  
 $L$ ——等效管长 (m)。

说明:

1) 图中为标准的室内机系统在最大负荷(温控器设定在最大值时)下的容量变化率,部分负荷条件下,容量修正率会有较小变化。

2) 在室内机配管长度不同时,多台室内机同时运转的最大容量为:

制冷(热)容量 = 各室内机制冷(热)容量 × 各个管长引起的容量变化率

如修正后的室内机实际容量小于房间空调负荷,则应增大室内机的型号重新进行选择计算,直到满足要求为止。

(11) 按冷负荷选型举例

1) 设计资料:室内温度 20℃ (WB),室外温度 33℃ (DB)

制冷负荷

房 间	A	B	C	D	E	F	G	H
负荷 (kW)	3.0	2.7	2.5	4.3	4.0	4.0	3.9	4.2

2) 室内机选择:在 20℃ (WB) 的室内气温和室外 33℃ (DB) 的室外气温,由室内机容量表选择,结果如下:

房 间	A	B	C	D	E	F	G	H
负荷 (kW)	3.0	2.7	2.5	4.3	4.0	4.0	3.9	4.2
室内机规格	25	25	25	40	40	40	40	40
制冷容量(kW)	3.0	3.0	3.0	4.8	4.8	4.8	4.8	4.8

### 3) 室外机选择

(a) 初选室内、外机组合如下:

室外机: RSXY10KY1C

室内机: FXYC25KVE × 3, FXYC40KVE × 5

(b) 室内机组合总容量指数  $25 \times 3 + 40 \times 5 = 275$  (110%)

### 4) 实际运转参数

室外机制冷容量: 31.7kW (RSXY10KY1, 110%)

单台室内机容量:

FXYC25KVEC 容量 =  $31.7 \times 25/275 = 2.88\text{kW}$

FXYC40KVEC 容量 =  $31.7 \times 40/275 = 4.31\text{kW}$

实际组合容量

房 间	A	B	C	D	E	F	G	H
负荷 (kW)	3.0	2.7	2.5	4.3	4.0	4.0	3.9	4.2
室内机规格	25	25	25	40	40	40	40	40
制冷容量(kW)	2.88	2.88	2.88	4.31	4.31	4.31	4.31	4.31

由于房间 A 所选室内机容量小于房间空调负荷, 将设备规格从 25 增大到 32, 对于新的组合, 实际容量重新计算如下:

室内机组合总容量系数  $25 \times 2 + 31.25 + 40 \times 5 = 281.25$  (112.5%)

室外机制冷容量 31.9kW (在 110% 与 120% 之间用插入法查表)

单台室内机容量

FXYC25KVEC 容量 =  $31.9 \times 25/281.25 = 2.84\text{kW}$

FXYC32KVEC 容量 =  $31.9 \times 32/281.25 = 3.63\text{kW}$

FXYC40KVEC 容量 =  $31.9 \times 40/281.25 = 4.54\text{kW}$

新组合的实际容量

房 间	A	B	C	D	E	F	G	H
负荷 (kW)	3.0	2.7	2.5	4.3	4.0	4.0	3.9	4.2
室内机规格	25	25	25	40	40	40	40	40
制冷容量(kW)	3.63	2.84	2.84	4.54	4.54	4.54	4.54	4.54

最后, 再按现场室内机与室外机之间的实际配管长度进行容量修正, 如不满足室内负荷要求, 应重新选择室内、外机规格进行计算。

#### 4.4.2.5 系统设计

##### (1) 变频控制 K 系列

1) 系统型式。VRV 系统根据采用的冷媒管道分支配件的型式, 有三种配管连接方式:

##### (a) 分支接头连接式

通过专用管道分支配件 REFNET 接头，将各室内机连接到同一空调管道系统上，该形式用于进深较长的空调场所，图 4-56 (a、b、c、d) 示出该形式的几种接管方式。

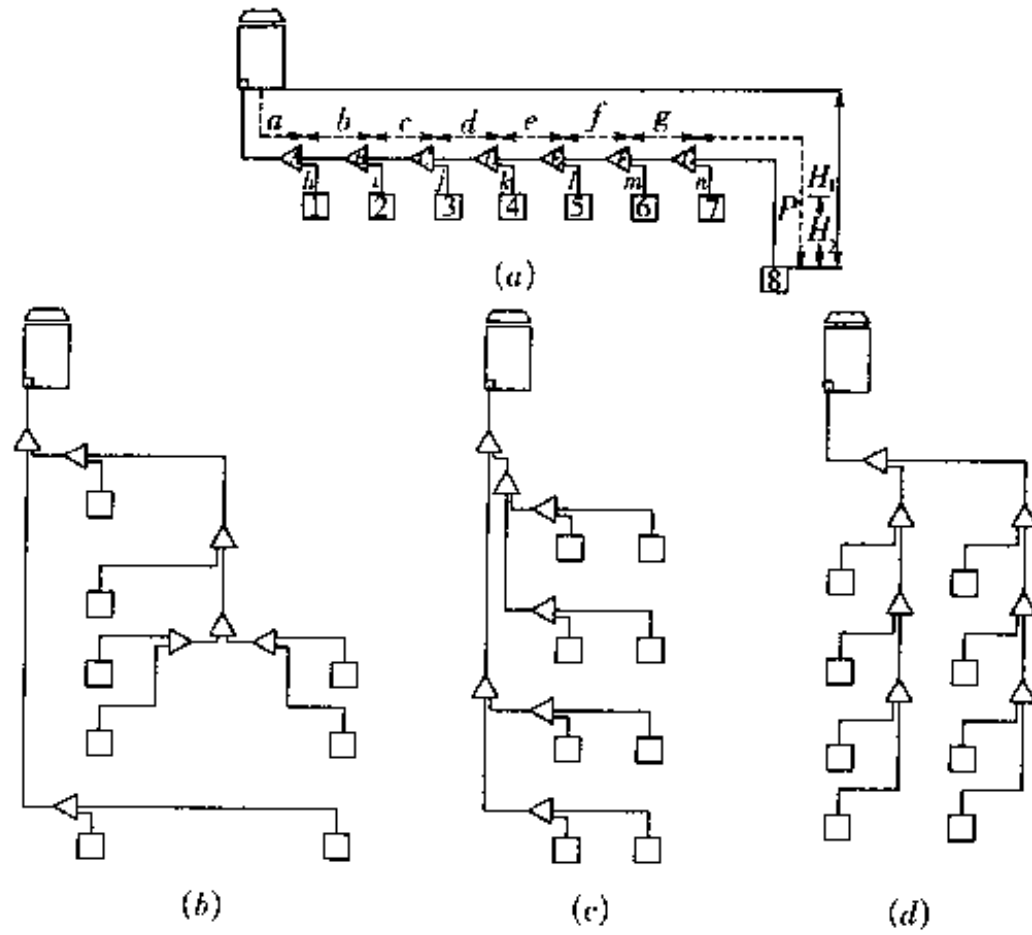


图 4-56 分支接头连接式

(b) 分支端管连接式

通过专用管道分支配件 REFNET 端管，将各室内机连接在同一空调管道系统上，该形式适用于有多室空调的场所。REFNET 端管有四分支、六分支、八分支几种，通过端管上的多余分支，可灵活地增加室内机，扩展空调系统。图 4-57 (a、b、c) 示出该形式的几种接管方式。

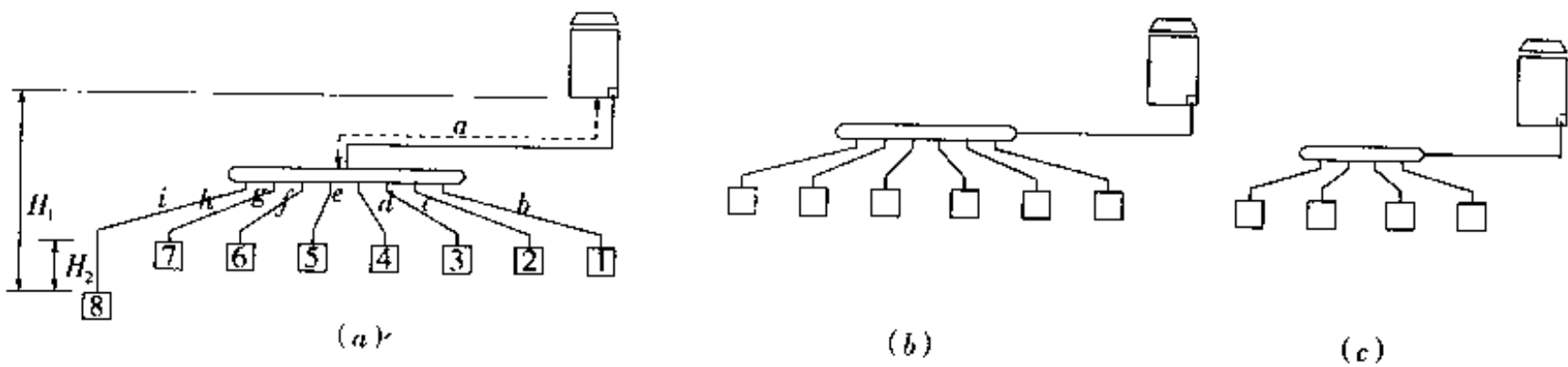


图 4-57 分支端管连接式

(4 分支只能连接到 5HP 的系统，6~8 分支只能连接到 8HP、10HP 的系统)

(c) 接头端管混合式

上述两种形式的混合，适合房间布局较复杂的空调场所，图 4-58 (a、b) 示出该形式的几种接管方式。

2) 管长与高差计算。

(a) 室外机与室内机之间的实际管长  $\leq 100\text{m}$

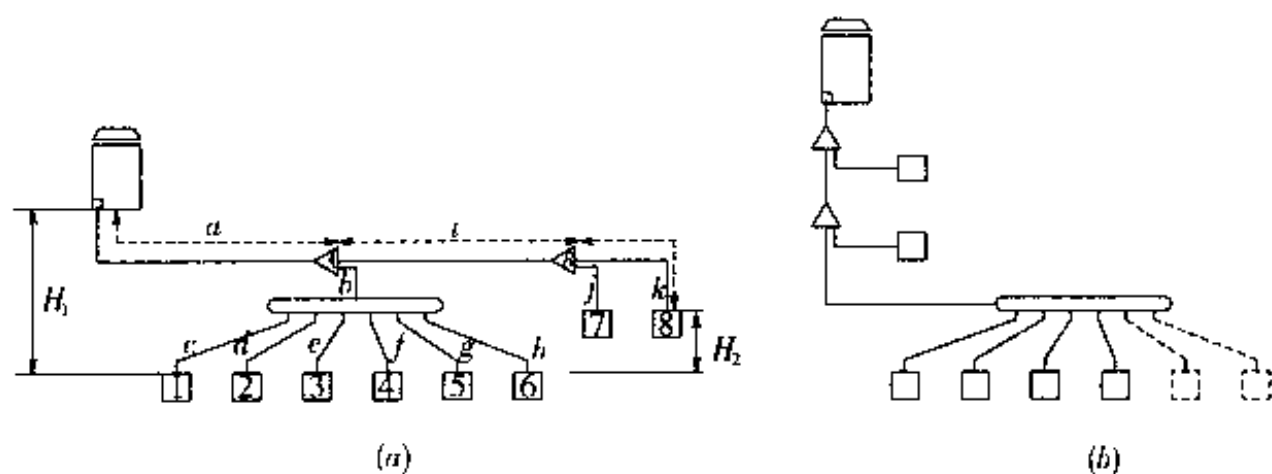


图 4-58 接头端管混合式

图 4-56 (a):  $a + b + c + d + e + f + g + p \leq 100\text{m}$

图 4-57 (a):  $a + i \leq 100\text{m}$

图 4-58 (a):  $a + b + h \leq 100\text{m}$

$$a + i + j \leq 100\text{m}$$

(b) 室外机与室内机之间的等效管长  $\leq 125\text{m}$

等效管长等于实际管长加上各局部阻力折算成当量长度之后的管长。REFNET 接头及端管的当量长度分别为 0.5m、1.0m，弯管当量长度见表 4-34。

弯管当量长度

表 4-34

弯管形式 \ 管径 (mm)	9.5	12.7	15.9	19.1	22.2	25.4	28.6	31.8
L形 (m)	0.18	0.20	0.25	0.35	0.40	0.45	0.50	0.55
S形 (m)	1.3	1.5	2.0	2.4	3.0	3.4	3.7	4.0

(c) 室外机与室内机之间高低差

图 4-56 (a)、4-57 (a)、4-58 (a) 中  $H_1$  最长 50m (当室外机低于室内机时  $H_1$  最长 40m)。

(d) 相邻室内机之间高低差

$H_2$  最长 15m。

(e) 分支以后的允许长度

从第一个冷媒配管分支组件 (REFNET 接头或 REFNET 端管) 至室内机之间的配管长度, 最长 40m。

图 4-56 (a):  $b + c + d + e + f + g + p \leq 40\text{m}$

图 4-57 (a):  $i \leq 40\text{m}$

图 4-58 (a):  $b + h \leq 40\text{m}$

$$i + k \leq 40\text{m}$$

3) 冷媒分支组件选择。

(a) REFNET 接头选择

从室外机开始, 第一个 REFNET 接头按室外机型号选择:

第一个 REFNET 接头选择

表 4-35

室外机型号	REFNET 接头型号
RSX (Y) 5K	KHRJ26K17T
RSX (Y) 8K, RSX (Y) 10K	KHRJ26K37T
RSEY8K, RSEY10K	KHRJ25K20T

除第一个 REFNET 接头之外, 其余 REFNET 接头根据连接于该接头以下的室内机的总容量指数选择 (表 4-35)。

(b) REFNET 端管选择

根据连接于端管以下的室内机的总容量指数选择端管型号 (见表 4-36)。

REFNET 管件选择

表 4-36

室外机型号	连接室内机总容量指数	REFNET 接头型号	REFNET 端管型号	
RSX (Y) 5K	< 100	KHRJ26K11T	KHRJ26K11H (最多 4 个分支)	
	≥ 100	KHRJ26K17T	KHRJ26K17H (最多 8 个分支)	
RSX (Y) 8K RSX (Y) 10K	< 160	KHRJ26K18T	KHRJ26K18H (最多 6 个分支)	
	≥ 160	KHRJ26K37T	KHRJ26K37H (最多 8 个分支)	
RSEY8K RSEY10K	< 160	对于三条管路	KHRJ25K18T	KHRJ25K18H (最多 6 个分支)
		对于二条管路	KHRJ26K18T	KHRJ26K18H (最多 6 个分支)
	≥ 160	KHRJ25K20T	KHRJ25K37H (最多 6 个分支)	

4) 配管尺寸选择

(a) 室外机和第一个冷媒分支管件之间配管

根据连接室外机型号选择室外机和第一个冷媒分支管件之间的配管尺寸 (表 4-37)。

室外机和第一个冷媒分支管件之间的配管尺寸

表 4-37

室外机型号	配管尺寸 (外径 × 壁厚)	
	气 管	液 管
RSX (Y) 5K	φ19.0 × 1.0 (φ22.2 × 1.0)	φ9.5 × 0.8
RSX (Y) 8K	φ25.4 × 1.2 (φ28.6 × 1.2)	φ12.7 × 0.9
RSX (Y) 10K	φ28.6 × 1.2 (φ31.8 × 1.3)	φ12.7 × 0.9

如果室内外机之间配管等效长度超过 90m, 为了使由于压力损失引起的容量减小降至最低, 必须增加连接配管中主吸入气体配管的直径, 采用表中括号内的配管尺寸。

(b) 相邻冷媒分支管件之间配管

根据下游连接的室内机的容量总和选择相邻冷媒分支管件之间的配管 (表 4-38)。



相邻冷媒分支管件之间的配管尺寸

表 4-38

室内机容量指数	管道规格 (外径 × 壁厚)	
	液 管	气 管
< 100	φ9.5 × 0.8	φ15.9 × 1.0
≥ 100 < 160	φ9.5 × 0.8	φ19.1 × 1.0
≥ 160	φ12.7 × 0.9	φ25.4 × 1.2

(c) 连接室内机的配管

根据连接室内机的容量指数选择室内机和冷媒配管分支组件之间配管尺寸 (表 4-39)。

连接室内机的配管尺寸

表 4-39

室内机容量指数	配管尺寸 (外径 × 壁厚)	
	气 管	液 管
20, 25, 32, 40	φ12.7 × 0.8	φ6.4 × 0.8
50, 63, 80	φ15.9 × 1.0	φ9.5 × 0.8
100, 125	φ19.1 × 1.0	φ9.5 × 0.8

(2) 热回收式 K 系列

1) 系统形式。热回收 VRV 系统与变频控制 VRV 系统相似, 也有分支接头连接式、分支端管连接式、接头端管混合式三种配管方式, 所不同的是所有需要同时供冷供热的室内机前均须设置分支选择器 (BS 装置), 在室外机和 BS 装置之间增加一根气体排出管。典型的热回收系统图示见图 4-59, 4-60, 4-61。

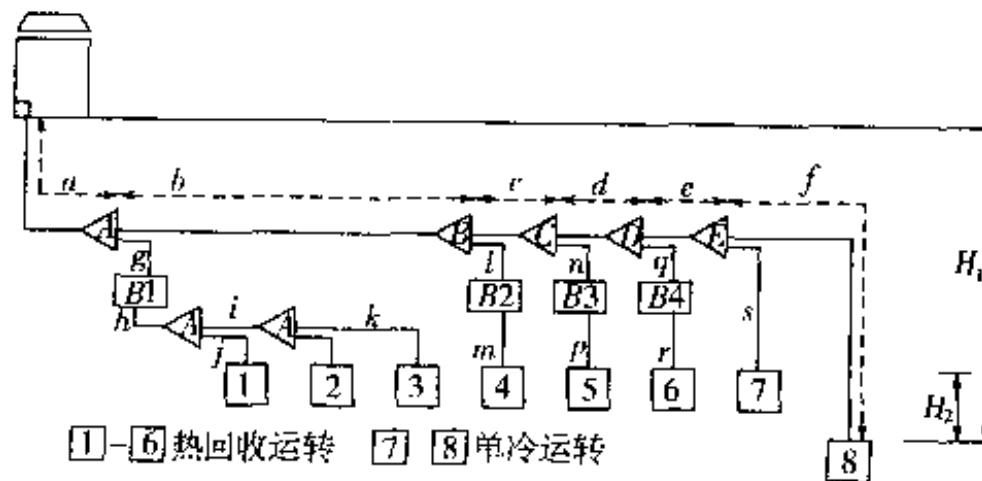


图 4-59

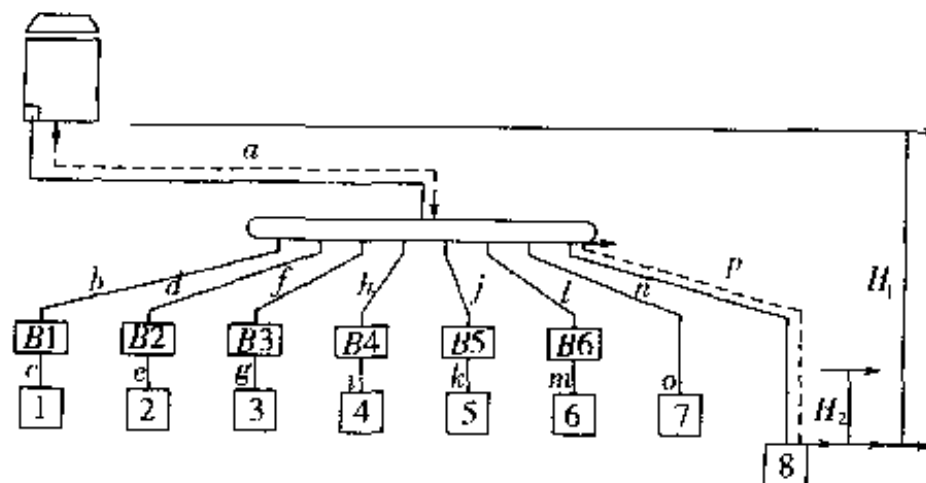


图 4-60

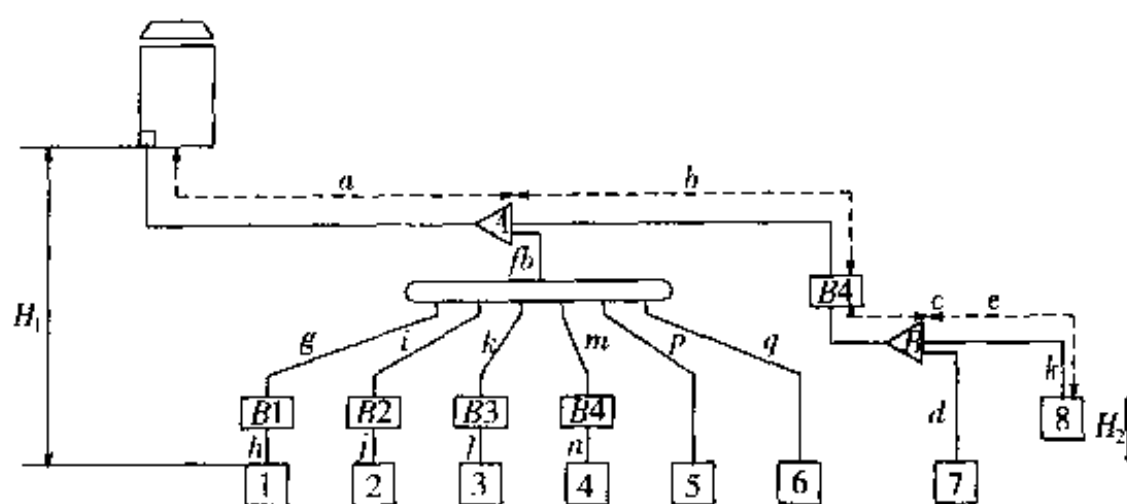


图 4-61

2) 管长与高差计算。系统允许的配管长度及允许高差与变频 VRV 系统相同，配管长度的计算如下：

(a) 室外机与室内机之间的实际管长  $\leq 100\text{m}$

图 4-59:  $a + b + c + d + e + f \leq 100\text{m}$

图 4-60:  $a + f + g + h \leq 100\text{m}$

$a + b + c + d \leq 100\text{m}$

图 4-61:  $a + p \leq 100\text{m}$

(b) 从第一个冷媒分支组件至室内机之间的配管长度  $\leq 40\text{m}$

图 4-59:  $b + c + d + e + f \leq 40\text{m}$

图 4-60:  $f + g + h \leq 40\text{m}$

$b + c + d \leq 40\text{m}$

图 4-61:  $p \leq 40\text{m}$

3) 冷媒分支组件选择

见表 4-35, 4-36。

4) 配管尺寸选择

(a) 室外机和第一个冷媒配管分支组件之间配管 (见表 4-40)

表 4-40

室外机型号	配管尺寸 (外径 × 壁厚)		
	吸气管	排气管	液管
RSEY8K	$\phi 28.6 \times 1.2$ ( $\phi 28.6 \times 1.2$ )	$\phi 19.1 \times 1.0$	$\phi 12.7 \times 0.9$
RSEY10K	$\phi 28.6 \times 1.2$ ( $\phi 31.8 \times 1.3$ )	$\phi 19.0 \times 1.0$	$\phi 12.7 \times 0.9$

当室内机和室外机之间的配管长度超过 90m 时，必须增加连接配管中吸入配管的主气体管路的直径，采用表中括号内的配管尺寸。

(b) 相邻冷媒分支组件和 BS 单元之间配管 (见表 4-41)

表 4-41

室内机总容量指数	配管尺寸 (外径×壁厚)		
	吸 气 管	排 气 管	液 管
< 50	φ12.7×0.9	φ9.5×0.8	φ6.4×0.8
≥ 50 < 100	φ15.9×1.0	φ12.7×0.9	φ9.5×0.8
≥ 100 < 160	φ19.1×1.0	φ15.9×1.0	φ9.5×0.8
≥ 160	φ25.4×1.2	φ19.1×1.0	φ12.7×0.9

(c) 室内机和 BS 单元之间配管 (见表 4-42)

表 4-42

室内机总容量指数	配管尺寸 (外径×壁厚)	
	气 管	液 管
< 50	φ12.7×0.9	φ6.4×0.8
≥ 50 < 100	φ15.9×1.0	φ9.5×0.8
≥ 100 < 160	φ19.1×1.0	φ9.5×0.8

(d) 直接连接于室内机的配管尺寸与室内机的配管尺寸相同。

#### 4.4.2.6 运转温度范围

##### (1) 变频控制系列

室内温度的运转极限如图 4-62 所示 (制冷、制热公开表示)。

##### (2) 热回收系列

同时进行制冷和制热的运转温度范围:

室外温度上限: 15.5℃ (WB), 17℃ (DB);

室外温度下限: -5.5℃ (WB), -5℃ (DB);

室内温度的运转极限如图 4-63 (制冷、制热分开表示)。

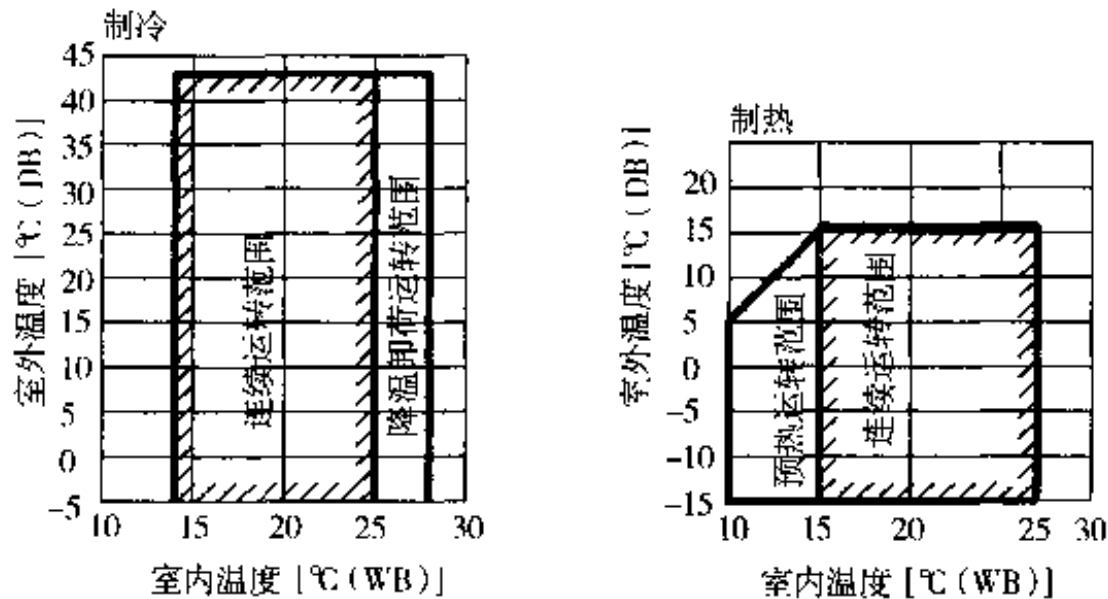


图 4-62 变频 VRV 系统运转温度范围

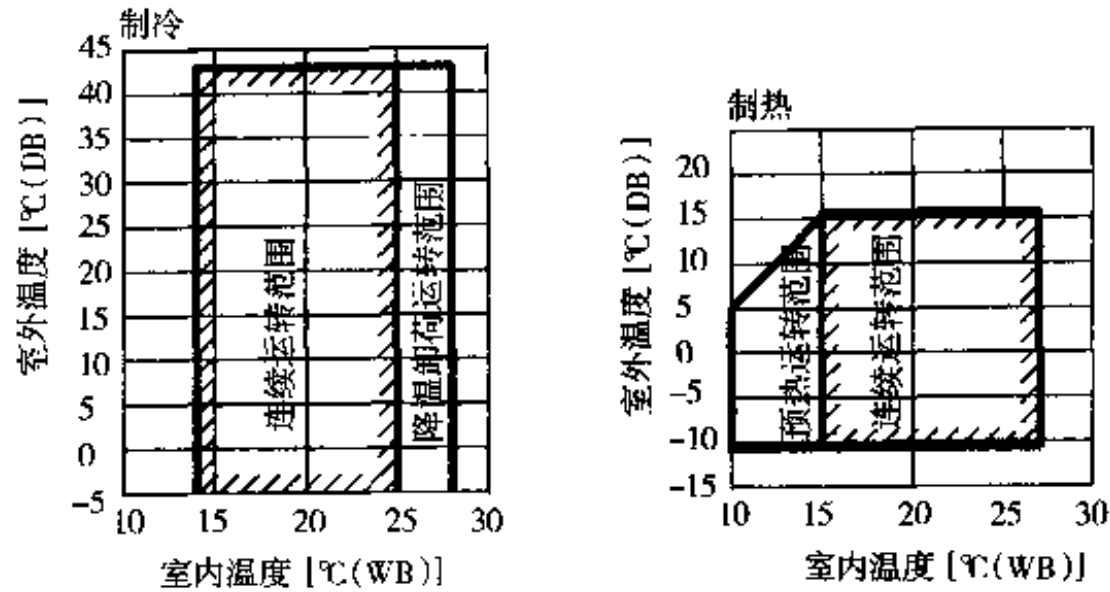


图 4-63 热回收 VRV 系统运转温度范围

表 4-43、4-44 显示了 RSX (Y) 10K 型室外机当组合容量指数为 100% 时在不同室内温度下的制冷、制热量、输入功率, 不同室外机机型、不同组合容量在不同室内外温度下的制冷、制热量、输入功率可查厂家产品资料。

RSX (Y) 10K 型室外机制冷量、输入功率

表 4-43

室外空气温度 [°C (DB)]	室内空气温度 [°C (WB)]									
	18		19		20		22		24	
	TC (kW)	PI (kW)	TC (kW)	PI (kW)	TC (kW)	PI (kW)	TC (kW)	PI (kW)	TC (kW)	PI (kW)
10	26.3	5.09	28.0	5.53	29.7	5.99	33.2	6.91	36.7	7.83
20	26.3	6.91	28.0	7.52	29.7	8.13	33.2	9.36	36.7	10.6
25	26.3	8.06	28.0	8.76	29.7	9.46	33.2	10.9	36.0	11.6
29	26.3	9.10	28.0	9.88	29.7	10.7	32.9	11.8	34.8	12.1
33	29.3	10.3	28.0	11.1	29.7	12.0	31.7	12.3	33.6	12.6
35	26.3	10.9	28.0	11.8	29.3	12.2	31.2	12.5	33.0	12.9
37	26.3	11.6	27.9	12.3	28.8	12.4	30.6	12.8	32.4	13.1
39	26.3	12.2	27.4	12.5	28.3	12.7	30.1	13.0	31.8	13.4

注: 表中 TC——制冷量 (kW);

PI——输入功率 (kW) (压缩机和室外机风机电机)。

RSX (Y) 10K 型室外机制热量、输入功率

表 4-44

室外空气温度 [°C (DB)]	室内空气温度 [°C (WB)]									
	16		18		20		22		24	
	TC (kW)	PI (kW)	TC (kW)	PI (kW)	TC (kW)	PI (kW)	TC (kW)	PI (kW)	TC (kW)	PI (kW)
-13.7	20.9	9.45	20.7	9.62	20.4	9.79	20.1	9.96	19.8	10.1
-15.0										
-9.5	23.7	9.62	23.4	9.79	23.1	9.97	22.7	10.1	22.4	10.3
-10.0										
-7.0	25.0	9.70	24.7	9.88	24.3	10.1	24.0	10.2	23.7	10.4
-7.6										

续表

室外空气温度 [°C (DB)] °C (WB)]	室内空气温度 [°C (WB)]									
	16		18		20		22		24	
	TC (kW)	PI (kW)	TC (kW)	PI (kW)	TC (kW)	PI (kW)	TC (kW)	PI (kW)	TC (kW)	PI (kW)
-5.0 -5.6	26.1	9.77	25.7	9.95	25.4	10.1	25.1	10.3	24.7	10.5
0.0 -0.7	28.8	9.94	28.4	10.1	28.0	10.3	27.6	10.5	26.6	10.4
5.0 4.1	31.4	10.1	31.0	10.3	30.6	10.5	29.0	10.2	26.6	9.48
9.0 7.9	33.5	10.2	33.0	10.4	31.5	10.2	29.0	9.49	26.6	8.78
15.0 13.7	36.4	10.4	34.0	9.74	31.5	9.10	29.0	8.43	26.6	7.72

注：表中 TC、PI 同表 4-43。

#### 4.4.2.7 新风处理

VRV 系统有以下几种新风处理的方式：

##### (1) 室内机自吸新风方式

通过选用室内机专用换新风组件，将新风引入机组，采用室内机自吸的方式送入室内。新风一般直接取自室外，不经过温湿度处理（有时经过简单的过滤），新风负荷由室内机承担，室内机除湿负荷增大，在高湿度地区室内湿度较难控制，影响空调效果。新风管分层或集中设置，室内机数量较少时，新风管也可分机组设置。此种新风处理方式仅限于顶棚卡式嵌入型、顶棚嵌入导管内藏型的室内机，图 4-64 为顶棚卡式嵌入型室内机采用 T 形接头新风组件双侧进风的安装示意图。

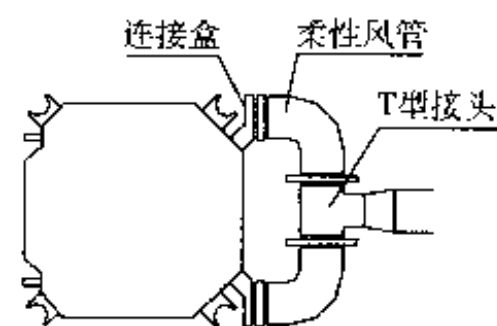


图 4-64 室内机自吸新风方式

##### (2) 采用专用新风处理装置

日本大金 VRV 产品中，提供一种专门用来处理新风的室内机，它仍然采用冷媒直接蒸发式制冷（制热），具有一定的机外余压（200Pa 左右），可以根据室外空气温度或室内外温差，通过设在冷媒供液管路上的电子膨胀阀自动控制供液量，通过变频控制达到设定的送风参数同时实现节能的目的。表 4-45 是该型室内机的规格参数。

VRV 系统室外空气处理装置  
(顶棚嵌入风管连接型)

表 4-45

型 号	FXYMJ140KCFR	FXYMJ224KCFR	FXYMJ280KCFR
风量 (m <sup>3</sup> /h)	1080	1680	2100
制冷量 (kW)	14.0	22.4	28.0
制热量 (kW)	11.7	18.7	23.4
对应室外机	RSXY5KY1	RSXY8KY1	RSXY10KY1

注：1. 制冷能力基于室外温度 33°C (DB), 28°C (WB), 68% RH;

2. 制热能力基于室外温度 0°C (DB), -2.9°C (WB), 50% RH, 无霜情况下;

3. 当风管长 5m; 水平落差 0m;

4. 新风处理室内机与室外机也可采用多联结构，如一台 RSXY10KY1 室外机负担二台 FXYMJ140KCFR 型室内机。

在新风处理中需注意，不能将专用新风室内机与普通室内机连接在一个系统中，也不能将普通顶棚嵌入风管连接型室内机（FXYM-KVEC）作为新风机组使用。普通室内机处理室内空气，而新风室内机处理室外空气，空气状态相差甚远，对设备的要求也不一样。夏季由于新风温度高，冷媒盘管内蒸发压力也高，压缩机功率消耗大，如果把新风室内机与普通室内机共同连接到一台室外机，压缩机有可能因超载而烧毁。

由于机组的制冷、制热能力是一定的，在不同室外状态下，所处理的新风终状态参数是不同的，应通过焓-湿（ $h-d$ ）图计算确定。在机组额定状态下，处理空气的焓差约为 53kJ/kg，高于国产冷水新风机组 6 排盘管的处理能力（处理焓差 42~45kJ/kg），在大部分室内外状态下都可将室外空气处理至室内状态等湿线附近，即可负担所有的新风冷负荷及湿负荷，选择室内机时仅考虑室内负荷即可。

### (3) 采用全热交换器

全热交换器是一种全热空气能量回收装置，可将房间排气中的能量传递给由它吸入室内的新鲜空气。表 4-46 列出大金 HRV 全热交换器的规格及性能参数。

HRV 全热交换器性能

表 4-46

型 号		VAM500	VAM800	VAM1000	VAM2000
风量 (m <sup>3</sup> /h)		500	800	1000	2000
温度交换效率 (H/L) (%)		74/77	74/76	75/76.5	75/76
焓交换效率 (H/L) (%)	制冷 (%)	58/63	60/62	61/63	61/64
	供暖 (%)	62/67	65/67	66/68	66/68

注：1. 制冷效率基于室内温度 27℃DB, 50%RH。室外温度 35℃DB, 60%RH；

2. 供暖效率基于室内温度 20℃DB, 40%RH。室外温度 7℃DB, 70%RH。

通过全热交换器计算，可求出一定室内外状态下送入室内的新风参数。应该指出，采用全热交换器处理新风满足不了新风冷、湿负荷要求，部分的新风负荷需由室内机承担，增大了室内机的负担。

### (4) 采用新风换气机

国产新风换气机是一种显热回收装置，显热回收效率在 70%左右。由于新风换气机规格较多且价格低廉，采用新风换气机解决 VRV 系统的新风供应，比采用 HRV 全热交换器更为灵活。显热回收型的新风换气机因无潜热回收作用，室内机需负担全部的新风潜热负荷和部分显热负荷，室内机负担加重，应通过计算确定室内机规格。

#### 4.4.2.8 VRV 系统安装

##### (1) 管材

采用脱氧亚磷无缝钢管（外径 25.4mm 以上，其余用 C1220T-0 或同等材料）。

##### (2) 绝热

变频控制 VRV 系统的气体冷媒配管必须进行绝热处理，如果空调系统需要在 0~18℃ 温度下进行制冷模式的运转，其液管也必须加以绝热。图 4-65 为此两种情况下的绝热施工示意图。

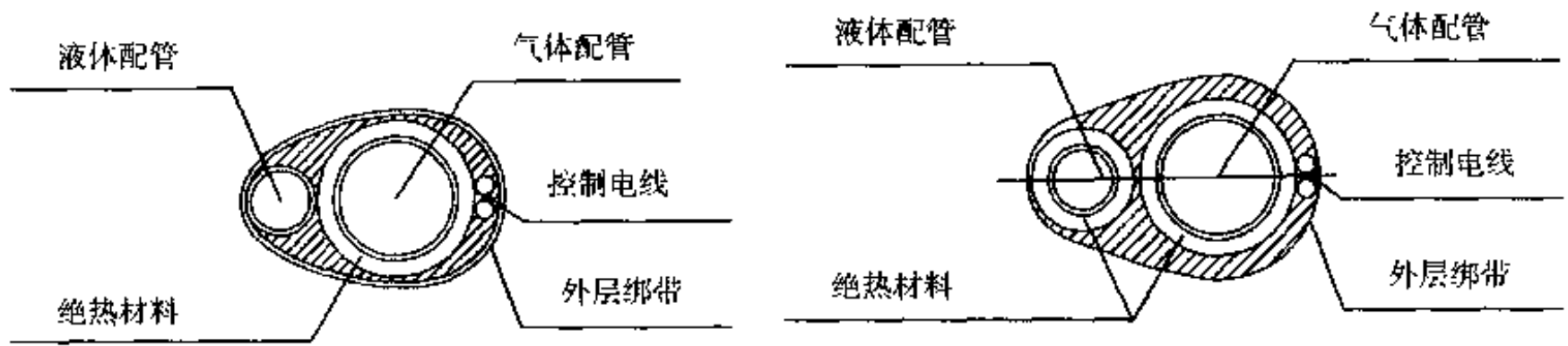


图 4-65 变频控制 VRV 系统冷媒配管绝热施工示意图

热回收系列 VRV 系统通常只需对 BS 装置至室内机之间的冷媒配管进行绝热处理，如果需要在室外温度  $-5 \sim 10^{\circ}\text{C}$  的环境下进行制冷运转时，必须同时对液体配管进行绝热处理。图 4-66 为此两种情况下的绝热施工示意图。

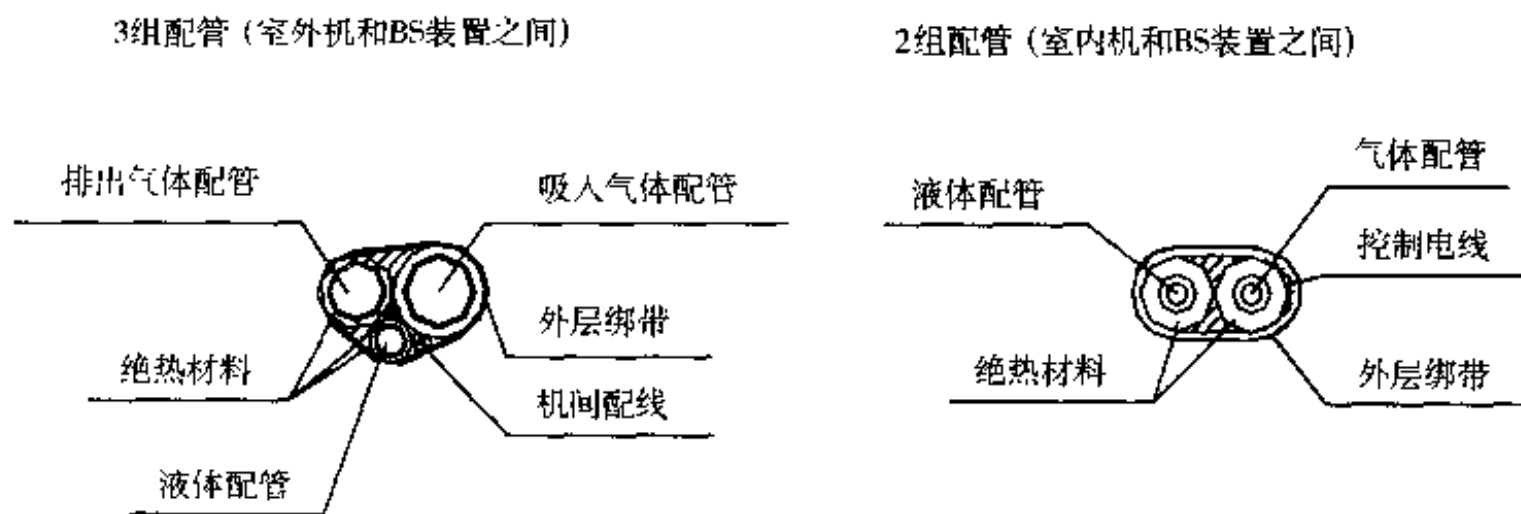


图 4-66 热回收 VRV 系统冷媒配管绝热施工示意图

绝热材料一般采用耐热发泡型绝热材料，如聚乙烯、橡塑海绵等，厚度 10mm 以上，耐温气管不低于  $120^{\circ}\text{C}$ ，液管不低于  $70^{\circ}\text{C}$ ，也可采用玻璃纤维等材料。

### (3) 室外机安装

#### 1) 安装位置的确定

- (a) 保证必要的空气流通；
- (b) 不应相邻楼房、相邻住户造成不便；
- (c) 安全、水平、并能承受设备的振动；
- (d) 无易燃气体泄露的危险；
- (e) 尽可能避免雨淋；
- (f) 易于日后维修保养；
- (g) 安装在积雪地区，应尽量做高基础、安装防雪罩，拆除吸风格栅，以免在背后积雪。

#### 2) 安装空间布置

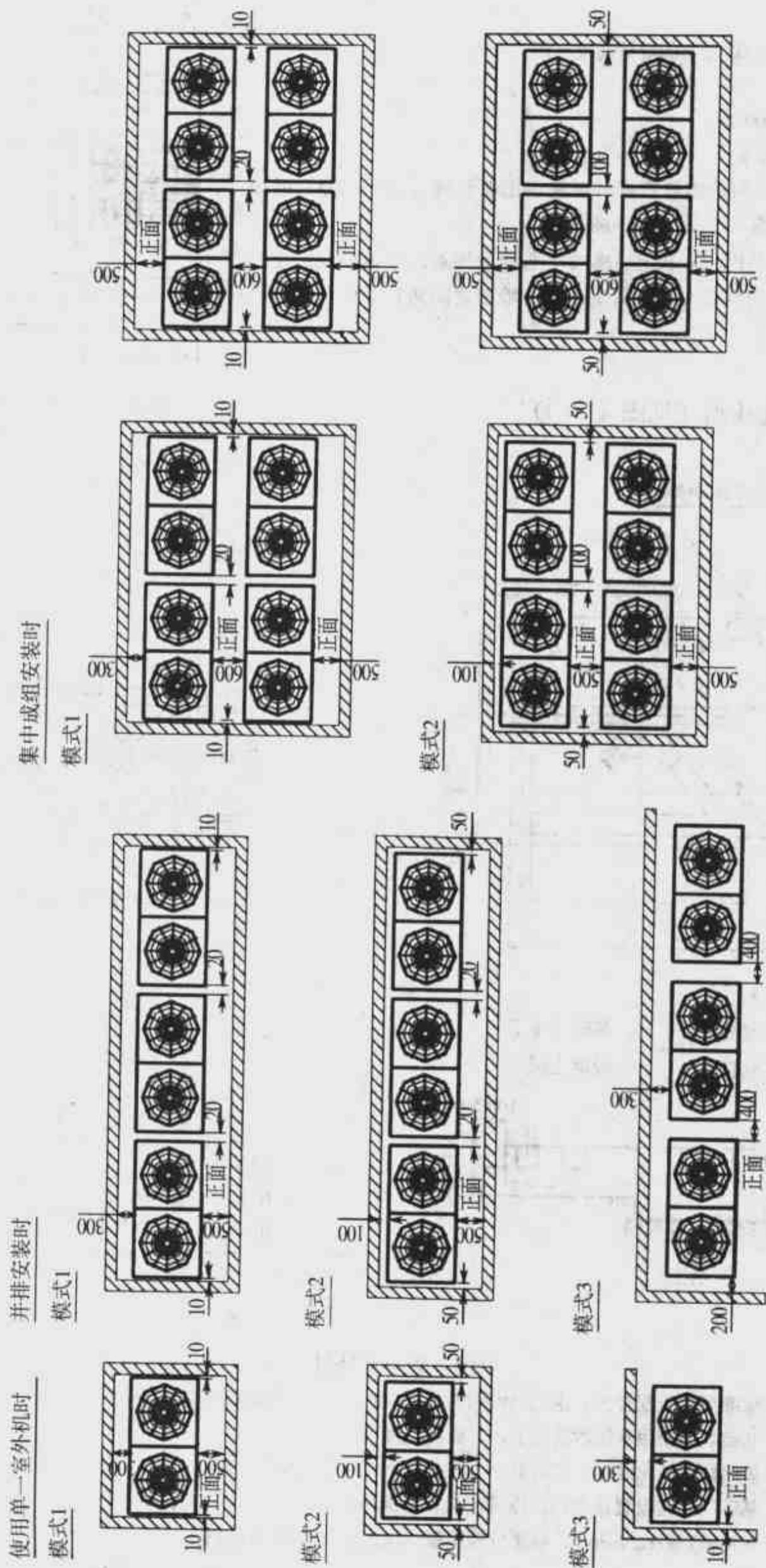


图4-67 VRV系统室外机布置



注：(a) 对于模式 1、2 的墙壁高度 (图 4-67)

正面：1500mm

空气吸入面：500mm

侧面高度不受限制

(b) 如果超过上面的墙壁高度，则应在正面和吸入口一面分别增加  $1/2h_1$  和  $1/2h_2$  的维修空间，如图 4-68 所示。

(c) 安装室外机时，应从上述模式中选择最接近的安装模式，充分保证足够的空间，使维修人员能从室外机与墙壁之间通过并使空气流动畅通。

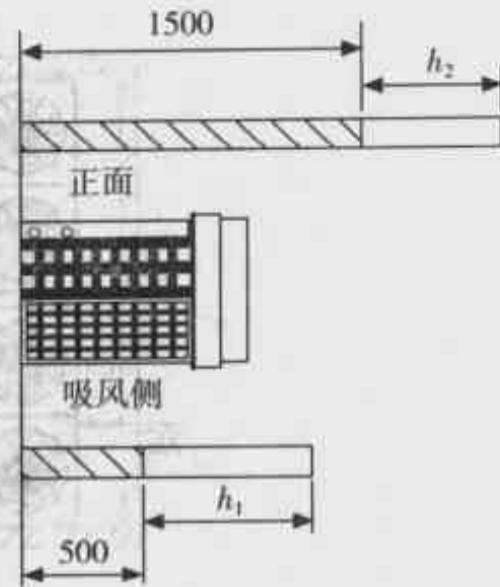
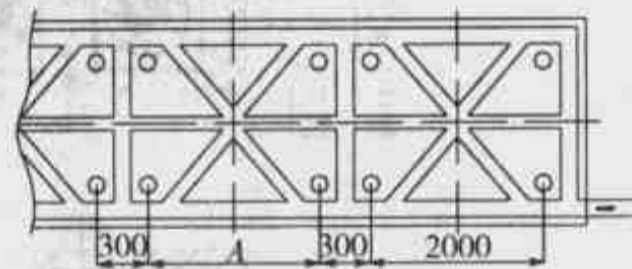
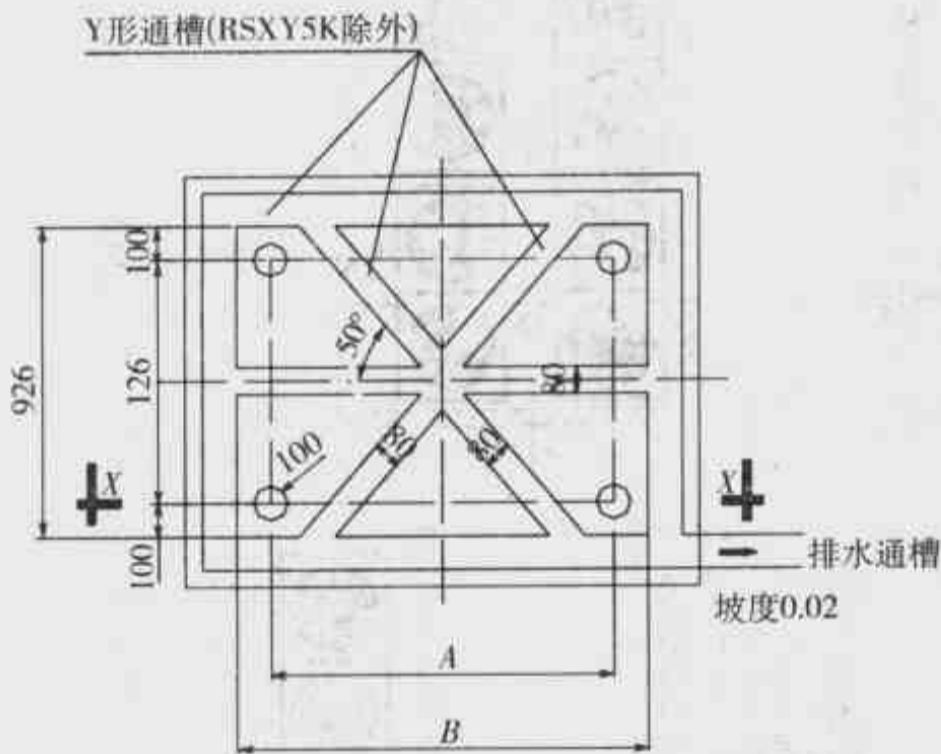


图 4-68 室外机侧立面

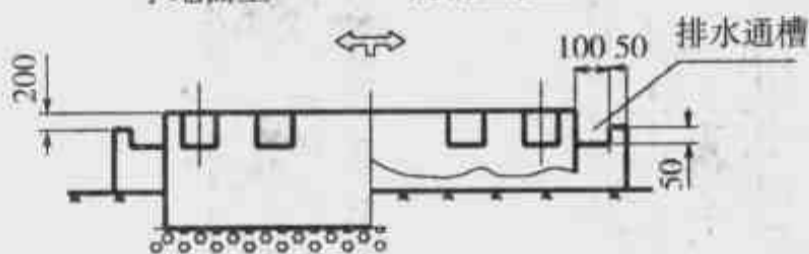
### 3) 室外机基础 (见图 4-69)



多台室外机并排安装

基础设置  
于地面上

基础设置于  
混凝土层上



X-X 剖面

型号	A	B
RSX(Y)5K	355	555
RSX(Y)8K.10K	1000	2000
RSEY8K.10K		

图 4-69 室外机基础

注：(a) 标准混凝土配合比：水泥：砂子：石子 = 1:2:4，并加  $\phi 10 \times 300$  钢筋网。

(b) 基础表面采用水泥砂浆找平，并做出坡度。

(c) 基础直接做在混凝土楼面上时，该混凝土表面必须凿平。

(d) 基础周围应设置排水沟，以排出设备周围的积水。

(e) 室外机安装在屋面时，必须校核屋顶的强度，并要特别注意排水。

#### (4) 室内机安装

##### 1) 维修空间

- (a) 顶棚卡式嵌入型在气流吹出方向应不小于 1500mm。
- (b) 顶棚嵌入风管连接型应在接管一侧留有足够空间。
- (c) 落地型应留有足够的进风空间，机底距地面不小于 80mm。

##### 2) 凝水排水管安装

(a) 凝水排水管应不小于连接管直径，坡度 1/100，采用软管排水管应每隔 1 ~ 1.5m 进行悬挂。

(b) 如果排水管坡度不够，应装一个排水升程管（注意有些型号的室内机将排水泵作为标准件配备于机组内，另外一些型号是作为选配件由用户指定），排水升程管高度应小于 310mm，与室内机距离应小于 300mm。

#### 4.4.2.9 电源及控制

K 系列 VRV 系统电源，室外机采用三相 380V，室内机采用单相 220V，分别配线。

K 系列 VRV 系统采用遥控，可就地控制或集中控制，可与 BMS（楼宇管理系统）连接。控制线采用双芯无极性配线。

#### 4.4.3 超级 VRV 系统

##### 4.4.3.1 系统构成及形式

VRV PLUS 系列制冷剂容量可调的冷媒直接蒸发式空调系统通常称为超级 VRV 系统，它是在 K 系列 VRV 系统的基础上发展起来的，由新开发的“功能机”将一台变频型室外机作为主机再加上 1 ~ 2 台恒速型室外机并联组成室外机系统，将冷媒管道集中进入一个管道系统，可在一个系统中最多连接 30 台室外机，减少了大约 30% 的冷媒管道安装费用和大约 70% 的管道安装空间，降低了 VRV 系统的成本，尤其适用于大型建筑的 VRV 系统。

超级 VRV 系统也分单冷型、热泵型、热回收型三种系统，其室内部分的系统形式与 K 系列 VRV 系统相同，有分支接头连接式、分支端管连接式、接头端管混合式三种形式，其室外机部分系统是 2 ~ 3 台室外机通过功能机组合而成，如图 4-70。

##### 4.4.3.2 设备及附件

超级 VRV 系统的室内机型号规格与 K 系列基本一致，增加了一款顶棚嵌入内藏导管背吸风型九种规格。

超级 VRV 系统的室外机在 K 系列 8HP、10HP 室外机基础上相互组合，达到从 16 ~ 30HP 每 2HP 的级差均有规格可供选择，如表 4-47。

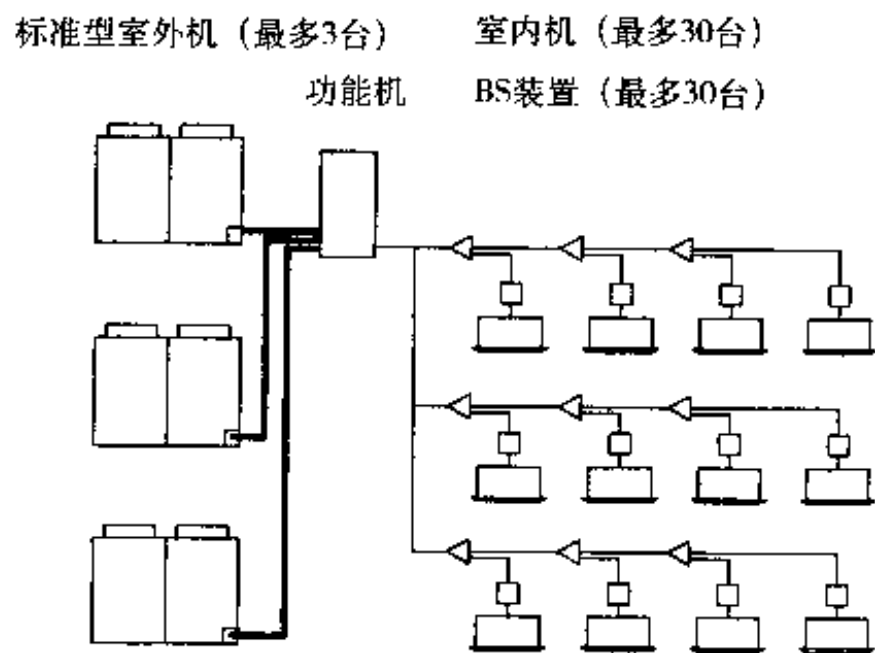


图 4-70 超级 VRV 系统示意图

超级 VRV 系统室外机组合

表 4-47

室外机型号	容量	功能机			室外机组合				可连接室内机数量
		热泵系统	单冷系统	热回收系统	变频控制型		恒速型		
					RX(Y)8K 8HP	RX(Y)10K 10HP	RN(Y)8K 8HP	RN(Y)10K 10HP	
热泵系统 RXY-K	16HP	BL2K	BC2K	BR2K	●		●		20
	18HP					●	●		
	20HP					●		●	
单冷系统 RX-K	24HP	BL3K	BC3K	BR3K	●		● × 2		30
	26HP					●	● × 2		
	28HP					●	●	●	
	30HP						●	● × 2	

超级 VRV 系统的功能机为新开发设备，分 L-型机、C-型机、R-型机三种，分别应用于热泵系统、单冷系统、热回收系统，其规格 -2K 用于二台室外机、-3K 用于三台室外机。

热回收超级 VRV 系统的 BS 装置较 K 系列增加了一款 BSV250K 型号，用于连接室内机容量指数 160 ~ 250。

4.4.3.3 机组组合

超级 VRV 系统可按室外机容量的 50% ~ 130% 配置室内机，见表 4-48。

超级 VRV 系统室内机组合总容量指数

表 4-48

室外机型号	机组组合率								
	130	120	110	100	90	80	70	60	50
RX·RXY·REY16K	520	480	440	400	360	320	280	240	200
RX·RXY·REY18K	585	540	495	450	405	360	315	270	225
RX·RXY·REY20K	650	600	550	500	450	400	350	300	250
RX·RXY·REY24K	780	720	660	600	540	480	420	360	300
RX·RXY·REY26K	845	780	715	650	585	520	455	390	325
RX·RXY·REY28K	910	840	770	700	630	560	490	420	350
RX·RXY·REY30K	975	900	825	750	675	600	525	450	375

4.4.3.4 机组选择

室内、外机组选型步骤与 K 系列相同。

4.4.3.5 系统设计

(1) 系统形式

系统形式同 K 系列 VRV 系统，系统图示参照图 4-56，其室内机部分相同，室外机部分见图 4-70。

## (2) 管长与高差

1) 允许管长。功能机与室外机之间实际管长 10m 以下；等效管长 12.5m 以下。

室外机与室内机之间允许管长同 K 系列，其中功能机的等效管长为 5m，其余管件等效管长不变。

2) 允许高程差。相邻室外机高程差 4m 以下。

功能机与室外机间高程差 4m 以下。

室外机与室内机间以及相邻室内机间高程差同 K 系列。

## (3) 冷媒分支组件选择

1) REFNET 接头选择。从功能机开始，第一个 REFNET 接头型号按系统总容量选择，系统容量 < 500，使用 KHRT26T40T + KHRJ26K40TP；系统容量  $\geq$  500，使用 KHRT26K75T + KHRJ26K75TP。

除第一个 REFNET 接头之外，其余 REFNET 接头根据连接于该接头以下室内机总容量指数按表 4-49 选择。

表 4-49

室内机容量指数	REFNET 接头型号	REFNET 端管型号
< 100	KHRJ26K11T	KHRJ26K11H (最多 4 分支)
100 $\leq$ 160	KHRJ26K18T	KHRJ26K18H (最多 6 分支)
160 $\leq$ 330	KHRJ26K37T	KHRJ26K37H (最多 8 分支)
330 $\leq$ 640	KHRJ26K40T + KHRJ26K40TP (配管变径管)	KHRJ26K40H+ (最多 8 分支) KHRJ26K40HP (配管变径管)
> 640	KHRJ26K75T + KHRJ26K75TP (配管变径管)	

2) REFNET 端管选择。根据连接于端管以下的室内机的总容量指数选择端管型号 (表 4-49)，对于总容量在 640 以上的系统，在 REFNET 接头后支路连接 REFNET 端管，即采用接头端管混合式连接。

## (4) 配管尺寸选择

1) 室外机与功能机之间配管。

室外机与功能机之间的配管尺寸与所连接的室外机容量匹配，见表 4-50。

表 4-50

室外机型号	室外机容量	液管	气管	均衡管
RX、RXY、REY8K	22.4kW	$\phi 12.7 \times 0.8$	$\phi 25.4 \times 1.2$	$\phi 19.1 \times 1.0$
RX、RXY、REY10K	28.0kW	$\phi 12.7 \times 0.8$	$\phi 28.6 \times 1.2$	$\phi 19.1 \times 1.0$

2) 功能机与第一分支管件之间。根据室外机型号选择功能机与第一分支管件之间配管尺寸。变频控制系列与热回收系列分别见表 4-51、4-52。

功能机 (L-型机、C-型机) 与第一分支管件之间配管尺寸

表 4-51

室外机型号	管道规格 (外径×壁厚)	
	液 管	气 管
RX (Y) 16K	φ15.9×1.0	φ34.9×1.3
RX (Y) 18~20K	φ19.1×1.0	φ34.9×1.3
RX (Y) 24K	φ19.1×1.0	φ41.3×1.7
RX (Y) 26~30K	φ22.2×1.2	φ41.3×1.7

功能机 (R-型机) 与第一分支管件之间配管尺寸

表 4-52

室外机型号	管道规格 (外径×壁厚)		
	液 管	吸入气管	排出气管
REY16K	φ15.9×1.0	φ34.9×1.3	φ25.4×1.2
REY18~20K	φ19.1×1.0	φ34.9×1.3	φ25.4×1.2
REY24K	φ19.1×1.0	φ41.3×1.7	φ28.6×1.2
REY26K	φ22.2×1.2	φ41.3×1.7	φ28.6×1.2
REY28~30K	φ22.2×1.2	φ41.3×1.7	φ34.9×1.3

3) 相邻分支管件之间配管尺寸。根据分支管件下游连接室内机总容量指数选择各相邻分支管件之间配管尺寸 (表 4-53、4-54)。

变频超级 VRV 系统相邻分支管件之间配管尺寸

表 4-53

室内机容量指数	管道规格 (外径×壁厚)	
	液 管	气 管
< 100	φ9.5×0.8	φ15.9×1.0
100≤160	φ9.5×0.8	φ19.1×1.0
160≤330	φ12.7×0.8	φ25.4×1.2
330≤480	φ15.9×1.0	φ34.9×1.3
480≤640	φ19.1×1.0	φ34.9×1.3
> 640	φ19.1×1.0	φ41.3×1.7

热回收超级 VRV 系统相邻分支管件之间配管尺寸

表 4-54

室内机容量指数	管道规格 (外径×壁厚)		
	液 管	吸入气管	排出气管
< 50	φ6.4×0.8	φ12.7×0.8	φ9.5×0.8
50≤100	φ9.5×0.8	φ15.9×1.0	φ12.7×0.8
100≤160	φ9.5×0.8	φ19.1×1.0	φ15.9×1.0
160≤330	φ12.7×0.8	φ25.4×1.2	φ19.1×1.0
330≤480	φ15.9×1.0	φ34.9×1.3	φ25.4×1.2
480≤640	φ19.1×1.0	φ34.9×1.3	φ25.4×1.2
640≤700	φ19.1×1.0	φ41.3×1.7	φ25.4×1.2
> 700	φ19.1×1.0	φ41.3×1.7	φ34.9×1.3

4) 连接室内机的配管尺寸。管径与直接连接的室内机接管相同，该尺寸与室内机容量有关（表 4-55）。

连接室内机的配管尺寸

表 4-55

室内机容量指数	配管尺寸 (外径×壁厚)	
	气 管	液 管
20, 25, 32, 40	φ12.7×0.8	φ6.4×0.8
50, 63, 80	φ15.9×1.0	φ9.5×0.8
100, 125	φ19.1×1.0	φ9.5×0.8
200	φ25.4×1.2	φ12.7×0.8
250	φ28.6×1.2	φ12.7×0.8

#### 4.4.3.6 运转温度范围

超级 VRV 系统的室内外运转温度范围与 K 系列 VRV 系统相同，不同室外机型号在不同室内外温度下的制冷量、制热量、输入功率可查厂家产品资料获得。

超级 VRV 系统的新风处理方式、安装等与 K 系列 VRV 系统相同。

#### 4.4.3.7 电源及控制

超级 VRV 系统室外机采用三相 380V 电源，室内机采用单相 220V 电源，分别配线。

超级 VRV 系统采用 DIII-网络“超级配线系统”，实现了室内机与室外机之间以及与集中遥控器之间只有一根公共线连接，配线采用双芯无极性控制线。

### 4.4.4 家用 VRV 系统

#### 4.4.4.1 系统构成及形式

超级家用多联 VRV 系统简称家用 VRV 系统是在各种小型 VRV 系统（多联系统——拖五；超级多联 H 系列——拖四，G 系列——二拖六；SKY FREE 系列——拖五）的基础上发展起来的，结合了大型 VRV 系统的部分优点，扩大了 VRV 系统在家庭使用的范围和灵活性，使住宅规模从 100m<sup>2</sup> 至 200m<sup>2</sup>，住宅形式从普通多居室住宅到别墅、跃层式住宅，应用场合从一般居室到 100m<sup>2</sup> 左右的大客厅，都可方便地应用 VRV 系统，充分满足用户的各种需求，图 4-71 显示了各种小型 VRV 系统的适用范围。另外，家用 VRV 系统可采用部分商用空调室内机如顶棚卡式嵌入式、顶棚嵌入风管连接型，使住宅中可供选择的室内机形式更多，易与用户的室内装修相配合。

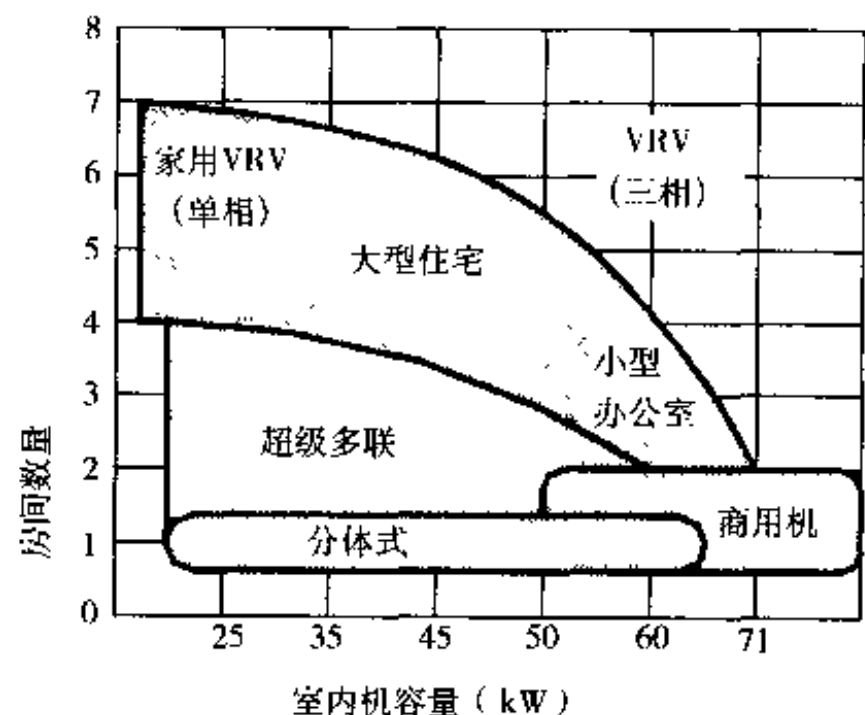


图 4-71 VRV 系统容量范围

家用 VRV 系统采用类似热回收 VRV 系统中 BS 装置的 BP 装置，用来改变冷媒流量，满足不同制冷要求，同时由于采用 BP 装置可以减小室内机冷媒的流动噪声，多台室内机通过 BP 装置用单管连接至室外机，简化了系统布置。

家用 VRV 系统分单冷型和冷暖热泵型两种，分别由一台室外机和二~七台室内机组成，图 4-72 为家用 VRV 系统示意图。

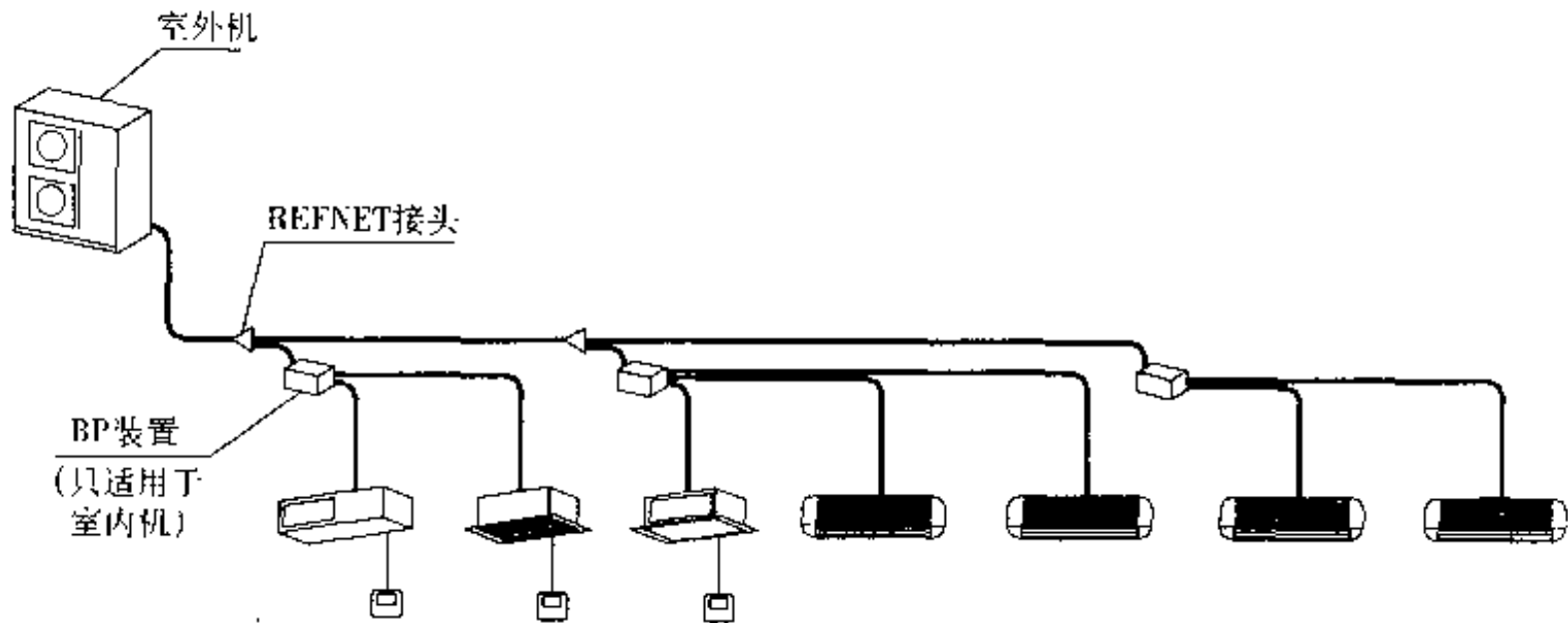


图 4-72 家用 VRV 系统示意图

#### 4.4.4.2 设备及附件

##### (1) 室内机

家用 VRV 系统适用的室内机共有六种机型 18 种规格，如表 4-56。

家用 VRV 系统室内机

表 4-56

型式	型号	型号 (额定容量 kW)								
		25	35	50	60	35	50	60	71/03	
		2.5	3.5	5.0	6.0	3.75	5.2	6.15	7.7	
家用机	挂壁型 J-系列	FTK-J-	●	●						
	挂壁型 H-系列	FTK-H			●	●				
	顶棚嵌入风管连接型	CDK-HA	●	●	●	●				
	吊顶-落地兼用型	FLK-H	●	●	●	●				
商用机	顶棚卡式嵌入型	FXYM-					●	●	●	●
	顶棚嵌入风管连接型	FDYM-F							●	●

##### (2) 室外机

分单冷型、冷暖热泵型两种，仅额定制冷容量 14.5kW 一个规格，其主要性能见表 4-57。

家用 VRV 系统室外机性能

表 4-57

型 号		RMK140	RMX140
*1 制冷量 (kW)		14.5	14.5
*2 制热量 (kW)			16.5
尺寸 (mm)		1345 × 880 × 320	
压缩机功率 (kW)		3.5	
风 机	功率 (W)	190	
	风量 (m <sup>3</sup> /min)	80	
重量 (kg)		120	
噪声 (dB (A))		50	
配管 (mm)	液管	9.5	
	气管	19.1	

注: \*1. 室内温度: 27℃ (DB), 19.0℃ (WB); 室外温度: 35℃ (DB); 主配管长度 5m; 支配管长度: 3m;

\*2. 室内温度: 21℃ (DB); 室外温度: 7℃ (DB), 6℃ (WB); 主配管长度 5m; 支配管长度: 3m。

### (3) BP 装置

家用 VRV 系统 BP 装置

表 4-58

型 号			BPMK928A42	BPMK928A43
连接室内机容量 (kW)			7.5 ~ 18.9	7.5 ~ 18.9
接口数量			2	3
可连接室内机数量			1 ~ 2	1 ~ 3
尺寸 (高 × 宽 × 厚)			220 × 400 × 220	220 × 400 × 220
连 接 配 管	室内机 (mm)	液管	6.4	6.4
		气管	15.9	15.9
	室外机 (mm)	液管	9.5	9.5
		气管	19.1	19.1

#### 4.4.4.3 机组组合

家用 VRV 系统室内机组合总容量可为室外机额定容量的 50% ~ 130% 运转, 如表 4-59。

家用 VRV 系统额定容量

表 4-59

室内机总连接容量 (kW)	系统组合总容量 (kW)	
	制冷容量	制热容量
7.5	7.5	9.1
8.5	8.5	10.2
9.5	9.5	11.2
10.0	10.0	11.8



续表

室内机总连接容量 (kW)	系统组合总容量 (kW)	
	制冷容量	制热容量
10.5	10.5	12.3
11.0	11.0	12.8
12.0	12.0	13.9
12.5	12.5	14.4
13.0	13.0	14.9
13.5	13.5	15.4
14.0	14.0	16.0
14.5	14.5	16.5
15.0	14.6	16.6
15.5	14.6	16.6
16.0	14.7	16.7
16.5	14.7	16.7
17.0	14.8	16.8
17.5	14.8	16.8
18.0	14.9	16.9
18.5	14.9	17.0
18.9	14.9	17.0

#### 4.4.4.4 选择程序

家用 VRV 系统选择程序较为简单, 室外机仅有一个型号, 额定制冷容量 14.5kW, 可连接室内机 2~7 台, 可连接室内机容量 7.5~18.9kW, 室外机额定容量比率 50%~130%, 只要根据计算空调负荷选择的室内机总容量在此范围内即可。BP 装置根据所接室内机数量选择 2 接口或 3 接口型式, 专用 REFNET 接头根据连接 BP 装置 (1~3 台) 的数量选择型号。

#### 4.4.4.5 系统设计

##### (1) 配管长度 (图 4-73)

总配管长度  $a + b + c = 115\text{m}$

室外机至分支装置的总长度  $a + b_1 + b_2 + \dots = 55\text{m}$

分支装置 (BP 装置) 至室内机总长度  $c_1 + c_2 + \dots = 60\text{m}$

##### (2) 配管高度

室内外机之间  $A = 30\text{m}$

室外机与 BP 装置之间  $B = 30\text{m}$

室内机之间  $C = 15\text{m}$

分支装置之间  $D = 15\text{m}$

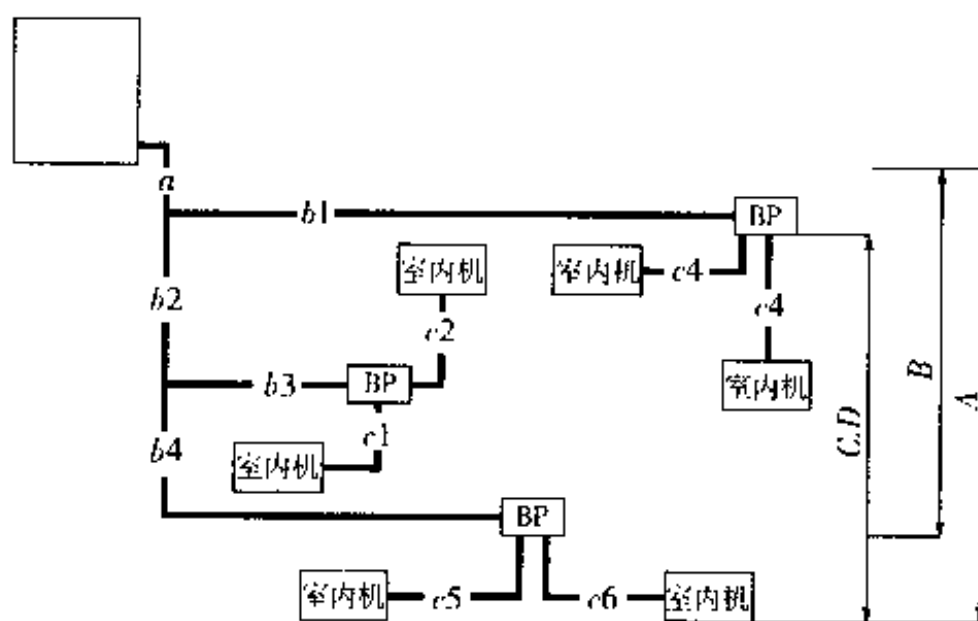


图 4-73 家用 VRV 系统配管长度图

(3) 配管尺寸

图 4-74 中两台 BP 装置、图 4-75 中三台 BP 装置情况下配管连接尺寸见表 4-60。

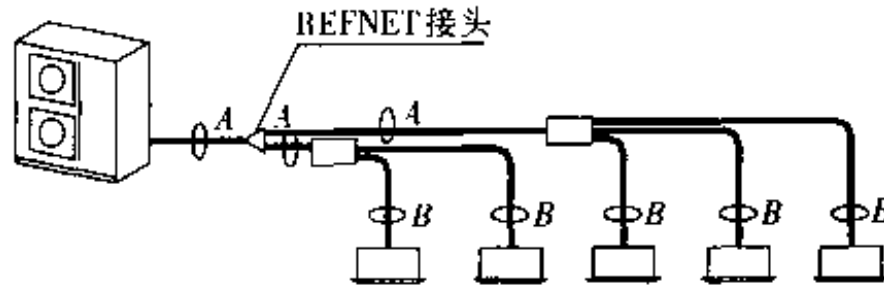


图 4-74 家用 VRV 系统配管尺寸图  
(BP 装置 × 2)

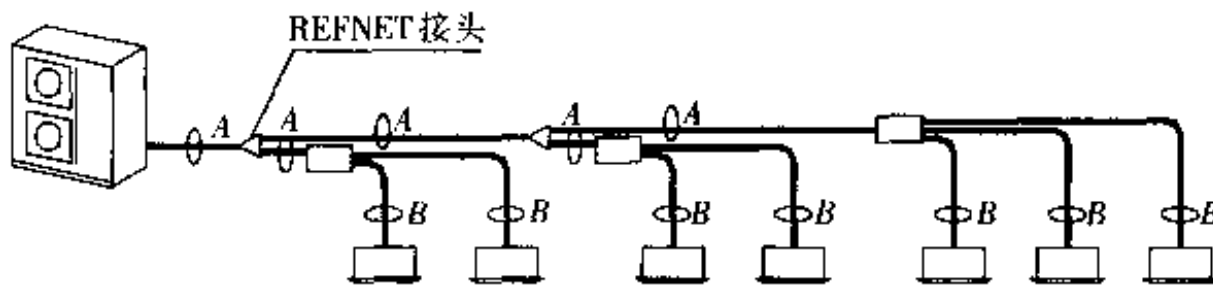


图 4-75 家用 VRV 系统配管尺寸图  
(BP 装置 × 3)

家用 VRV 系统配管连接尺寸

表 4-60

	A	B
液管 (mm)	φ9.5	同室内机接管口径
气管 (mm)	φ19.1	

4.4.4.6 运转温度范围 (见图 4-76)

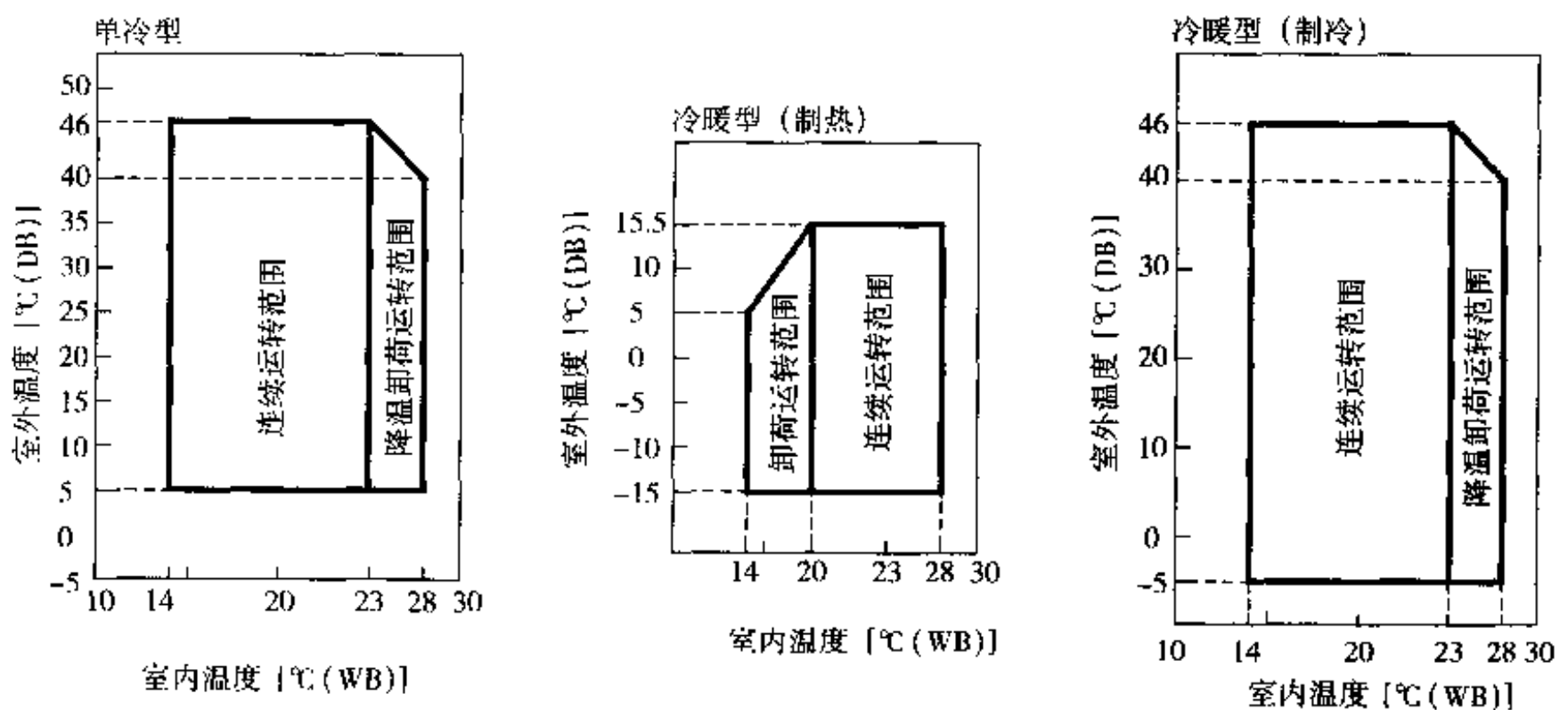


图 4-76 家用 VRV 系统运转温度范围

#### 4.4.4.7 配线及控制

家用 VRV 系统采用单相 220V 电源，并且只需向室外机提供电源，BP 装置或室内机通过传输配线输送电源。

家用 VRV 系统的控制采用遥控器控制，可独立控制，也可集中控制，各种控制功能同表 4-32，控制配线采用无极性二芯线。

#### 4.4.5 其他制冷剂容量可调（一拖多）空调系统

##### 4.4.5.1 ECO 系列

ECO 一拖多机系统是由日本三洋（SANYO）公司开发，利用动力控制压缩机外部制冷剂节能电路以及室内机电动制冷剂控制阀实现制冷剂容量可变的空调系统，图 4-77 是其制冷回路原理图。

ECO 系统室内机有九种款式 35 种规格，室外机分单冷、冷暖热泵型两种，每种均有三种规格，表 4-61、4-62 为室内、外机基本性能。一台室外机最多可以连接 13 台不同类型规格的室内机，室内机安装总容量最大可为室外机额定容量的 130%。

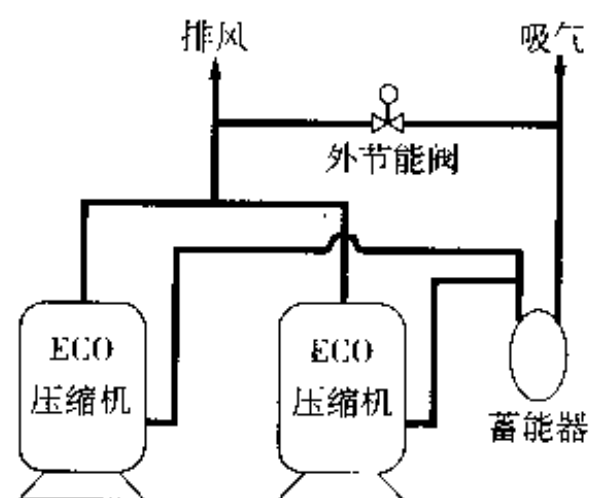


图 4-77 ECO 系统制冷回路原理图

ECO 系统室内机规格性能

表 4-61

室内机型号	9	12	18	25	36	48
制冷容量 (kW)	2.8	3.6	5.6	7.3	10.6	14.0
制热容量 (kW)	3.2	4.2	6.3	8.0	11.4	16.0

室内机之间允许高差 15m

ECO 系统室外机规格性能

表 4-62

室外机型号	70	90	48
制冷容量 (kW)	22.4	28.0	14.0
制热容量 (kW)	25.0	31.5	16.0
工作温度范围 (°C)	制冷 - 5 ~ 43 (DB), 制热 - 15 ~ 18 (WB)		
高差极限	50m (室外机高于室内机)		40m (室外机高于室内机)
	30m (室外机低于室内机)		30m (室外机低于室内机)
管路长度极限	100m (实际长度)		50m (实际长度)
	125m (等效长度)		65m (等效长度)
允许连接的室内机数量	10	13	6

ECO 管道系统采用专用分配接头 (APR) 连接，系统形式类似于 VRV 系统的 REFNET 接头连接式。

ECO 系统设计程序包括机组选择、容量修正、配管尺寸的确定等均与 VRV 系统类似，具体步骤可见厂家资料。

ECO 系统室外机采用三相 380V 电源，室内机采用单相 220V 电源，分别配线。

ECO 系统采用 S 网链路控制线路系统，可以在一个网络中连接 64 台室内机和 30 台室外机，控制线路采用无极性双芯配线。

#### 4.4.5.2 FS 系列

FSG (采用 R407C 冷媒) 及 FS3 (采用 R22 冷媒) 系列是日立 (HITACHI) 公司的自由设定变频控制空调系统。

FS 系列室内机有 7 种款式 35 种规格，室外机分 R407C 冷媒及 R22 冷媒两种，分别有 5 种规格，一台室外机最多可连接 16 台室内机，室内机安装总容量可为室外机标准容量的 50% ~ 130%。表 4-63、4-64 分别为 FS 系列室内机、室外机基本性能参数。

FS 系列室内机规格参数

表 4-63

室内机规格	0.8	1.0	1.5	2.0	2.5	3.0	4.0	5.0
制冷量 (kW)	2.3	2.9	4.4	5.8	7.3	8.7	11.6	14.5
制热量 (kW)	2.6	3.3	4.9	6.5	8.1	9.6	11.0	16.3
室内机之间允许高差 15m								

FS 系列室外机规格性能

表 4-64

室外机型号	5.0	8.0	10.0	16.0	20.0
制冷容量 (kW)	14.5	23.3	29.1	46.4	57.7
制热容量 (kW)	16.3	26.1	32.6	50.0	63.0
工作温度范围 (°C)	制冷 -5 ~ 43 (DB), 制热 -15 ~ 18 (WB)				
高差极限	50m (室外机高于室内机) 40m (室外机低于室内机)				
管路长度极限	100m (实际长度)				
允许连接的室内机数量	1 ~ 8	2 ~ 12		2 ~ 16	

FS 系列的管道系统形式与 VRV 系统相同，有并列分流式分支系统，集流管分流式分支系统，(并列及集流) 混合式分支系统三种形式。

FS 系列采用同径化管道系统，即整个系统的冷媒主管道采用同一口径，而不是像 VRV 及 ECO 系统根据连接容量选择配管。

FS 系列可采用 CS 网络控制系统对最多 16 台室外机，128 台室内机进行联网控制。

#### 4.4.5.3 MDV 系列

MDV (Multi-Digital-Variable) 系列是美的集团与日本东芝-开利株式会社合作生产的智能变频集中式空调系统。

MDV 系列室内机有 7 种款式 55 种规格，部分型号还具有电辅助加热，每种型号的室内机都有针对不同的室外工作环境温度的规格划分，表 4-65 为工作环境的气候类型划分。表 4-66 是室内机基本规格性能。MDV 系列室外机仅有二种型号，表 4-67 是其基本性能参数。

MDV 系列工作环境类型

表 4-65

空调机型	气候类型		
	T1	T2	T3
单冷型	18~43℃	10~35℃	21~52℃
热泵型	-7~43℃	-7~35℃	-7~52℃
电辅热泵型	-15~43℃	-15~35℃	-15~52℃

MDV 系列室内机规格参数

表 4-66

室内机规格	J22	J28	J36	J45	J56	J71	J80	J90	J112	J140	J160
容量(HP)	0.8	1.0	1.25	1.7	2.0	2.5	3.0	3.2	4.0	5.0	6.0
制冷量(kW)	2.2	2.8	3.6	4.5	5.6	7.1	8.0	9.0	11.2	14.0	16.0
制热量(kW)	2.5	3.2	4.0	5.0	6.3	8.0	9.0	10.0	12.5	16.0	18.0
制热量(kW)电辅热型	3.55	4.25	5.05	6.35	7.65	10.1	11.1	12.3	15.3	19.0	21.2
室内机之间允许高差	30m										

MDV 系列室外机规格性能

表 4-67

室外机规格	280	230
容量(HP)	10	8
制冷量(kW)	25.0	20
制热量(kW)	28.0	25
工作温度范围(℃)	制冷-5~43(DB), 制热-15~18(WB)	
高差极限	50m(室外机高于或低于室内机相同)	
管路长度极限	100m(实际长度) 125m(等效管长) 250m(配管总长)	
允许连接的室内机数量	16	

MDV 系列的管道系统形式与 VRV 系统相同, 有分支接头连接式、分支端管连接式、接头端管混合式三种。

MDV 系列配管尺寸及冷媒分支管件型号的确定与 VRV 系统相同, 即根据连接室内机容量进行选取。

MDV 系列室外机出厂时冷媒充填量为 18kg, 冷媒配管中的冷媒需要根据实际工程要求, 另行添加: 现场冷媒添加量 = 液管实长 × 每米管路冷媒添加量。

MDV 系列室外机采用三相 380V, 室内机采用单相 220V, 分别配线。

MDV 系列控制采用总线通信方式, 地址自动设定, 控制线采用双芯无极性配线。信号线与电源线应安装在不同电线管内, 并留有适当距离。

#### 4.4.5.4 KX2 系列

KX2 (采用 R407C 冷媒及 R22 冷媒) 系列是三菱重工公司的变频多联式空调系统。KX2 系列最大的特点是其多联体大容量组合式系列, 即以 8HP、10HP 的变频机组作为主机, 而以同样功率的恒速机组作为子机, 通过变频机组与恒速机组的组合, 可以满足 16~

40HP 的大容量要求，同时将冷媒管道集中于 1 根，大大提高安装方便性、节省管道设置空间。

#### 4.4.5.5 DVM 系列

DVM（数码可变多联）系列是韩国三星公司开发的可变冷媒容量的空调系统，其特点是采用了 PWM（脉冲宽度调节式）数码压缩机自动调节负荷容量。数码压缩机由涡旋式压缩机和安装在固定涡管的上部和吸管之间的电磁阀（即 PWM 阀）构成，工作原理为当电磁阀关闭时，固定涡管与旋转涡管贴紧，输出负荷；当电磁阀打开时，固定涡管与旋转涡管分离，无负荷输出；根据电磁阀的开关次数及系统的制冷剂循环，实现空调负荷的调节。PWM 阀与负荷调节的关系见图 4-78。

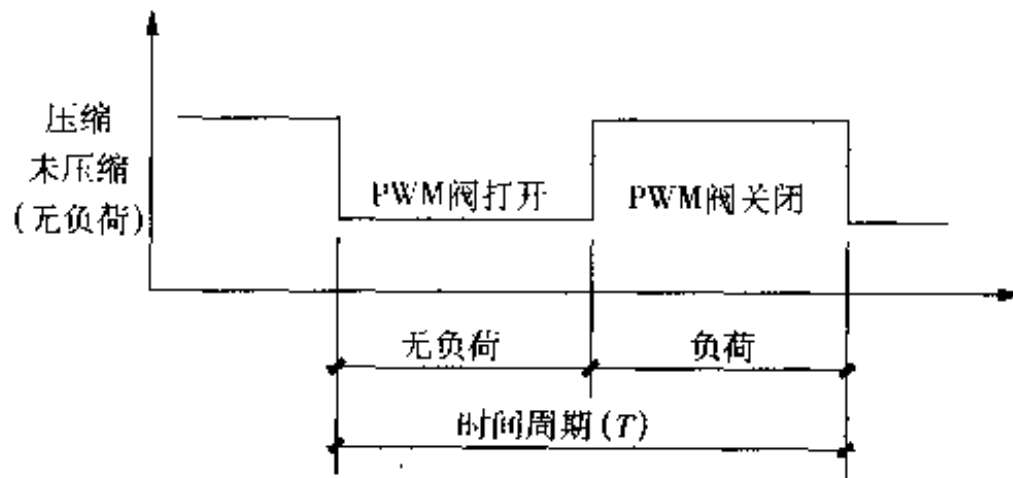


图 4-78 PWM 阀与负荷调节的关系

#### 4.4.5.6 MRV 系列

青岛海尔集团与日本三菱重工合作生产，有商用型 C-MRV 系列及家用型 H-MRV 系列，前者与大金 K 系列类似，压缩机采用二合一混合涡旋变频技术，10HP 机可以长达 250 米配管，室内外机垂直 50m 高差，另外增加空调自动计费系统。

#### 4.4.5.7 UMX 系列

日本松下公司产品，使用双压缩机的线性控制，其中一个为变频控制，另一个为固定转速。

### 4.5 户式中央空调系统

户式中央空调是介于中央空调系统和家用空调设备（窗式空调机、分体空调机等）之间，为高级住宅、别墅、小型办公用房等场所提供供暖、空调的一种方式。严格来讲，它不是一种新的系统，如风管机属于全空气系统，风冷热泵加风机盘管属于全水系统，以及本书 4.3 节水环热泵系统、4.4 节中的家用 VRV 系统等也可以认为是户式中央空调的型式。本节主要论述前面两种形式的户式中央空调系统。由于以下因素，户式中央空调系统近几年获得了较快的发展。

(1) 住宅产业的迅猛发展，使得住宅的数量增多，对质量和功能要求提高。

(2) 随着生活水平的改善及收入的增加，人们对室内外居住环境提出了更高的要求。夏季采用空调降温是我国大部分地区城市居民的必备措施，据统计，2000 年北京市家用空调普及率已达 34%，上海每百户家庭拥有空调更是高达 80 台。家用空调器的室外机有碍

住宅区的景观,存在噪声和热的污染,受安装方式及家具布置的影响,室内机的气流组织很不理想,室内冷热不均,舒适性差。

(3) 我国供暖区各大城市冬季煤烟型大气污染日益严峻,各地相继出台了一些限制燃煤锅炉、鼓励采用清洁能源的政策。因此,在相当长一段时间内,多种能源方式、多种供热形式并存、积极发展清洁能源将是不得不面临的形势。电和天然气是公认的清洁能源,为户式中央空调的应用在能源方面提供了有利条件。

(4) 节能住宅的发展,使得建筑能耗大大降低,相应降低了电或天然气采暖空调的费用。

(5) 户式中央空调本身具备的优越性也是住户及开发单位对他们越来越感兴趣的重要原因之一。首先,初投资适宜,以济南地区三室二厅(120m<sup>2</sup>)住户为例,选用合资企业小型风管机(包括简单的控制)费用约16000元,加上风管及安装总费用不超过20000元,可满足冬夏供暖空调的基本要求。而选用国内知名厂家的分体空调器作为夏季降温设备,费用约为15000元;冬季采用集中供热采暖,初装费110元/m<sup>2</sup>,需13200元,室内暖气系统初投资约30元/m<sup>2</sup>,需3600元。也就是说,解决该住户冷暖总费用不低于30000元。当该部分费用需完全由住户负担时,户式中央空调的优势便显现出来了。第二,室内环境舒适。设计良好的户式中央空调,室内温度均匀适宜,气流组织合理,可以引入新风,冬季可以加湿。无论风管送风,还是风机盘管送风,都可以暗装,易与室内装修协调。第三,对房地产开发商来说,施工安装程序简单,管理方便。按户式中央空调设计的住宅区,不必另考虑冷热源,不必考虑外网,不与供热部门打交道。户式中央空调系统不同用户可采用不同系统,可一次建成,也可后期改造,费用可由开发商承担,也可由住户支付。使用费由住户直接对供电部门或供气部门交付,物业管理简单。

#### 4.5.1 户式中央空调风机盘管系统

##### 4.5.1.1 主要设备

户式中央空调风机盘管系统的室内空气处理装置采用风机盘管机组,输送冷热量的介质为水,制造冷热媒水的中央处理器为风冷冷(热)水机组、水冷冷水机组(靠冷却塔产生冷却水)、蒸发冷凝冷水机组,后两者均为单冷型机组,室内供暖需提供另外的热源(如集中供热的低温热水、家用电锅炉、燃油燃气锅炉等)。目前市场上水冷及蒸发冷凝的冷水机组应用较少,一般均为风冷热泵型的冷热水机组。

户式中央空调使用的风冷热泵机组的压缩机常用的为进口全封闭柔性涡旋式压缩机,冷量较大的型号为全封闭往复式压缩机。压缩机台数一般一台,较大型号二台,也有的产品采用二~三台压缩机,以提高能量调节余地,节约运行费用。已有采用变频压缩机的风冷热泵冷热水机组,如帅康FBR-10B1型,但总起来说,出于造价因素,采用变频压缩机的产品还较少。

作为水系统循环动力的循环水泵、小型的闭式膨胀水箱、补水装置等一般均内置于室外机组内,这样,只要接上供回水管,空调系统就可使用,系统的布置大大简化。较大型的设备,水系统设备一般由用户另外配置。对于北方寒冷、严寒地区,为了防止冬季水系统冻结,有些设备如山东蒙特尔生产的MFDR系列将冷水机组的蒸发器连同水循环设备组装在一起,布置在室内,而产生噪声的压缩机及风冷冷凝器组装在一起,作为室外机部分布置在室外,室内机、室外机和常规的家用户用空调类似,用冷媒管道联系在一起。此种布置方式,对于冬季接驳其他低温热水作为辅助热源的系统尤其合适。

风冷机组的电源有 220V - 1Φ/50Hz, 380V - 3Φ/50Hz 两种, 有的设备小型号者为单相电源, 大型号者为三相电源。

#### 4.5.1.2 规格及性能

我国目前尚没有小型风冷冷水(热泵)机组的国家标准, 参考容积式冷水(热泵)机组标准(JB/T4329 - 1997)规定, 额定制冷工况为室外干球温度 35℃, 额定进出水温度 7/12℃, 额定制热工况为室外干湿球温度 7/6℃, 额定进出水温度 40/45℃。目前大部分厂家也是按这个标准进行性能参数的标定, 如表 4-68 为 YORK - YCAC 系列小型风冷冷热水机组的性能参数。

风冷冷热水机组(YCAC-H)性能参数

表 4-68

型号 YCAC-H	制冷量 (kW)	制热量 (kW)	输入功率		运行电流 (A)	机组尺寸		
			制冷(kW)	制热(kW)		长(mm)	宽(mm)	深(mm)
15	13.9	16.5	4.8	4.6	9.3	676	714	1650
23	19.6	24.5	6.5	6.2	13.0	991	714	1650
30	27.7	33.0	9.4	9.0	17.4	692	1060	2000
45	39.5	49.0	13.1	12.4	25.7	1007	1060	2000
60	51.0	54.0	18.8	17.8	37.5	1324	1024	2000
75	63.0	67.0	21.6	20.5	44.8	1628	1024	2000
90	81.0	86.0	27.4	26.0	58.4	1477	1244	2000

注: 表中制冷量为室外干球温度 35℃, 额定进出水温度 7/12℃下的制冷量; 制热量为室外干球温度 7℃, 湿球温度 6℃, 额定进出水温度 40/45℃下的制热量。

当实际工作环境与额定环境不一致时, 应对制冷量、输入功率等进行修正。图 4-79 为该系列 YCAC-15(H) 机组制冷量、功耗随室外温度变化的曲线。可以看出, 随室外温度的升高, 机组制冷量降低, 功耗增加; 随出水温度升高, 制冷量增加, 功耗增加。图 4-80 为该机组制热量、输入功率随室外温度变化的曲线。可以看出, 随室外温度的降低,

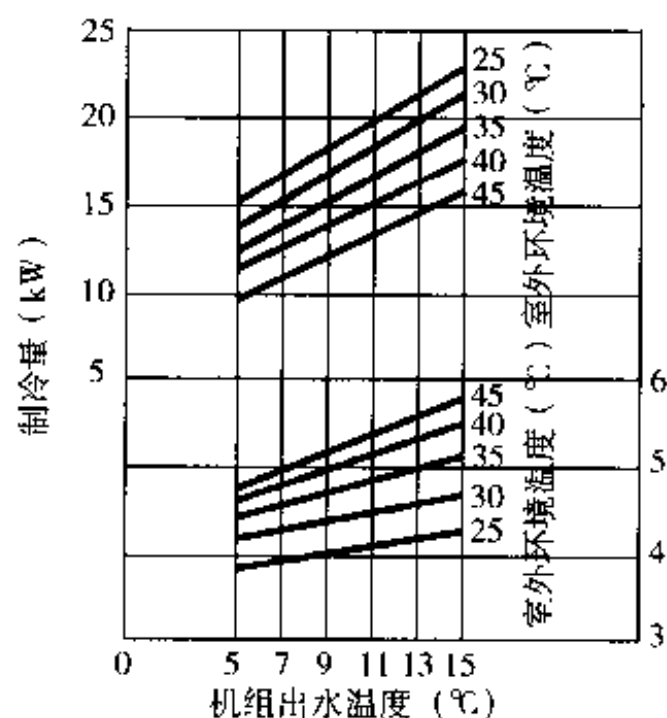


图 4-79 YCAC-15(H) 制冷量和功率

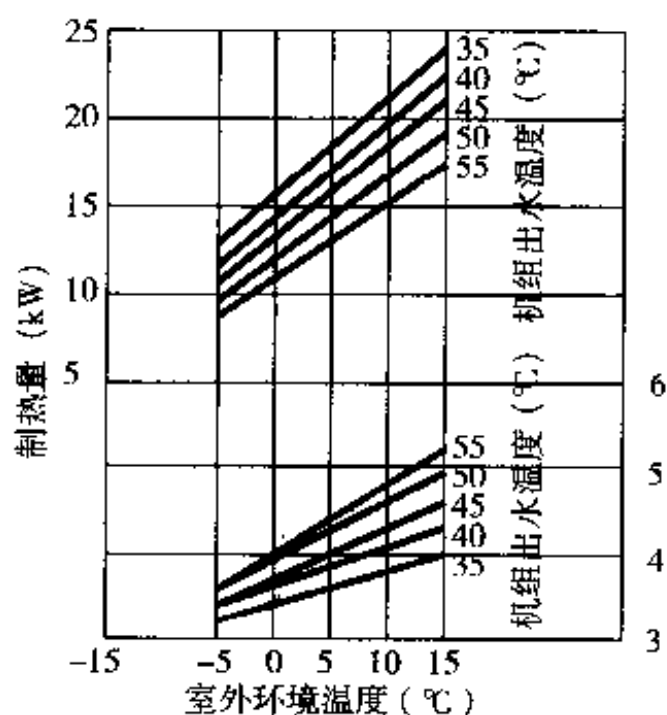


图 4-80 YCAC-15(H) 制热量和功率



机组制热量降低，功耗降低；随出水温度升高，制热量减少，功耗增加。其他型号或其他产品应向厂家索取相应性能曲线图或全性能表。

上述风冷热泵机组变工况性能中的制热量均为瞬时制热量，未考虑结霜、除霜引起的制热量损失。当室外温度较低而相对湿度较大时，室外空气换热器发生结霜现象，使传热系数增大，空气阻力增加，换热恶化，供热量骤减，甚至发生停机现象。因此，必须对室外盘管进行除霜。除霜是采用四通阀换向，进入制冷工况，使压缩机排气直接进入空气换热器以除去翅片表面结霜。除霜时，机组不但不能供给热量，反而从室内吸收热量，严重影响供热效果，甚至产生吹冷风的感觉。因此，在选用空气源热泵机组时，必须进行结霜除霜修正。

影响结霜的因素主要是室外相对湿度  $\Phi$  和干球温度  $t$ ，发生结霜的范围为  $-12.8 \leq t \leq 5.8^\circ\text{C}$ ， $\Phi \geq 67\%$ 。当  $-5 \leq t \leq 5^\circ\text{C}$ ， $\Phi \geq 85\%$  时，结霜最为严重。新修订的《采暖通风与空气调节设计规范》规定当每小时除霜一次时，除霜修正系数取 0.9，每小时除霜两次时，除霜修正系数取 0.8。由于我国各地气候状况差异很大，不同地区、不同的使用情况除霜修正值应有所区别。考虑冬季不同温度区间出现的权重，研究人员提出了结霜温度区间平均结霜损失系数的概念，表 4-69 为各主要城市相应结霜区间的平均结霜除霜损失系数。

各城市平均结霜除霜损失系数

表 4-69

城市	一班制	三班制	城市	一班制	三班制
北京	0.98	0.965	武汉	0.913	0.812
济南	0.976	0.96	宜昌	0.94	0.894
郑州	0.973	0.954	南昌	0.96	0.912
西安	0.97	0.955	长沙	0.878	0.703
兰州	0.998	0.994	成都	0.988	0.973
南京	0.944	0.907	重庆	0.994	0.99
上海	0.957	0.89	桂林	0.999	0.998
杭州	0.94	0.888			

#### 4.5.1.3 户式中央空调设计步骤

##### (1) 收集建筑资料，初步划分系统

同其他型式的空调系统设计一样，户式中央空调系统设计前也要完整准确地收集那些对冷热负荷会产生影响的建筑设计资料，对住宅建筑来说，除常规的一些资料如气候条件、热工性能等，还应对以下内容重点了解：

1) 住宅的类型，如为多层、小高层、高层住宅，还是属别墅、度假村、或是为出租公寓类等；

2) 住宅户型设置情况，如户内面积、房间有无二次分隔可能等；

3) 未来住户的基本情况，如职业、收入、生活习惯等；

4) 住宅区的能源情况，可以采用的热源种类；

5) 开发单位的物业管理要求。

在收集和研究了上述各项资料的基础上，初步确定：

- 1) 采用何种户式空调形式；
- 2) 室外主机及室内末端设备的安装位置；
- 3) 辅助加热设备的类型及安装位置；
- 4) 初步划分系统。对于普通住宅，应按户设置系统；对于面积较大的跃层式住宅、别墅、或商住办公性质的公寓等，系统的划分应予考虑，如按层、按功能区、或采用一个系统。

### (2) 冷热负荷计算

空调冷热负荷计算与常规空调相同，注意间歇运行与新风负荷或渗风负荷。

### (3) 选择主机

在北方寒冷甚至严寒地区使用空气源热泵，其冬季制热能力一般不能满足房间热负荷的需求。何时需要采取辅助加热措施以及辅助加热量的大小，影响到供暖的能耗及系统造价，应有一个较为合理的数值。为此，应对冬季热泵的动态供热性能及供暖房间的动态热负荷进行分析，确定合理的热泵供暖平衡点。所谓热泵供暖平衡点，即热泵供热能力与房间热负荷需求相等时的室外空气状态点。当室外温度低于平衡点，热泵供热量不足，需采取辅助加热。平衡点的位置与建筑物维护结构的耗热特性和所选用的机组容量大小有关，平衡点的确定，是一个经济比较问题。日本的做法是，对于一般的建筑物，可将供暖期室外平均温度作为热泵机组的平衡点，意大利教授建议热泵容量按设计耗热量的 50% ~ 60% 进行设计。由于我国大部分地区夏季冷负荷大于冬季热负荷，一般根据夏季最大瞬时冷负荷初选室外主机型号规格，然后按冬季采暖或空调设计状况下的热泵供热量进行校核。以下以图 4-81 所示济南地区某住宅为例，说明空气源热泵的选择步骤。

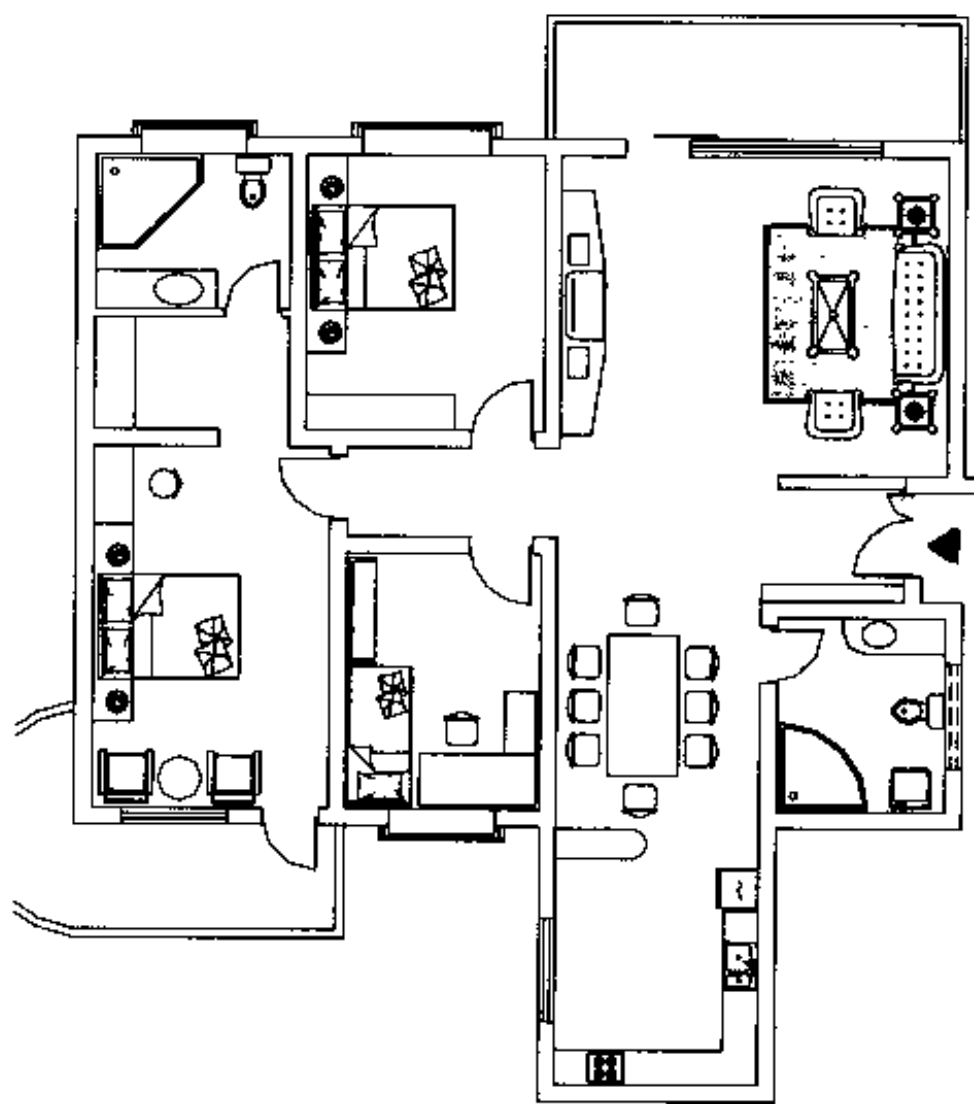


图 4-81

(a) 工程概况

建筑面积  $120\text{m}^2$ ，三室二厅，多层住宅。外墙  $370\text{mm}$  多孔黏土砖加保温砂浆， $K = 0.868\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ ；外窗单框双玻塑钢窗， $K = 3.3\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 。

室外采暖计算温度  $-7^\circ\text{C}$ ，采暖期室外空气温度的频率分布如表 4-70 所示。

济南地区采暖期三班制室外空气温度的频率分布

表 4-70

室外气温 ( $^\circ\text{C}$ )	-6	-4	-2	0	2	4	6	8	10	12	14
小时数 (h)	13	58	225	454	528	598	532	363	254	137	52

(b) 负荷计算

经过计算，该户住宅夏季冷负荷为  $8000\text{W}$ ，冬季热负荷为  $7500\text{W}$ 。

(c) 初选设备

根据夏季冷负荷初选热泵机组型号，标准工况制冷量  $8100\text{W}$ ，标准工况制热量为  $8800\text{W}$ 。

(d) 确定平衡点及辅助加热量

根据厂家产品样本，绘制不同室外干球温度下的热泵制热量曲线，如图 4-82 中  $Q_1$ 。当维护结构确定后，为维持某一室温，房间耗热量仅随室外温度变化，将不同室外干球温度下的房间耗热量曲线绘制在同一个图中，如图 4-82 中  $Q_2$ 。 $Q_1$  与  $Q_2$  的交点  $O$  即为平衡点。从图中可以看出，该户住宅需要的辅助加热量  $Q_A$  为  $2.8\text{kW}$ 。

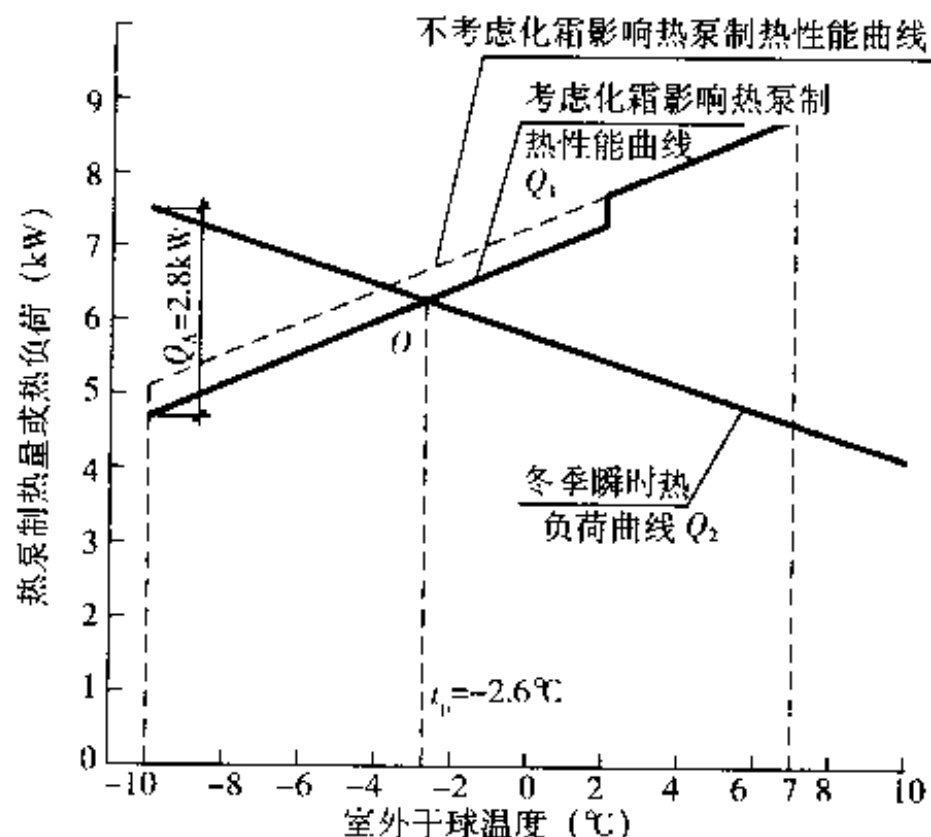


图 4-82 热泵平衡点及辅助加热量

(4) 风机盘管机组选择

风机盘管机组选择的方法与步骤详见本书 4.2.3 节，户式中央空调系统尤需注意以下二点。一，风机盘管机组的额定制冷量、制热量是在夏季供回水温度  $7/12^\circ\text{C}$ 、冬季供水温度  $60^\circ\text{C}$  下标定的，在额定水温下，风机盘管的制热量要大大高于制冷量，按夏季工况进行

选型即可。但过小的型号，风量太小，可能造成冬季热风送不下来，室内垂直温度梯度过大，感觉很不舒适。因此，室内风机盘管机组选型，应以换气次数进行校核，保证换气次数不小于5次/小时。二，实际循环水温度如不满足额定工况要求，应以实际水温校核风机盘管机组的制冷量、供热量。风冷热泵在冬季设计工况下出水温度一般达不到60℃，实际的供热能力满足不了寒冷季节的供暖要求，在主机除霜阶段，室内还有吹冷风的感觉。因此，在寒冷、严寒季节采用风冷热泵供暖，一般应设辅助加热措施。辅助加热设备的选择与控制，既要满足需要的制热量又要满足一定的供水温度，保证人员的热舒适感觉。

#### (5) 系统布置

主机、风机盘管确定以后，进行系统布置。为了降低噪声以及冬季防冻，室外主机宜设于通风良好的封闭阳台或专用隔间内。无冬季防冻问题的地区，或采用压缩机、蒸发器分体主机形式时也可将主机设于阳台、屋顶、室外地面等处，但应避免紧邻卧室、起居室等主要房间。室内风机盘管布置有卧式暗装、立式明装、卡式吸顶半暗装、挂壁明装等形式，以卧式暗装居多，风机盘管常设于小走道吊顶内，房间局部吊顶。管道宜沿墙、柱、梁等敷设，以方便用户吊顶装饰。一种做法是将空调管道主要沿卧室内墙敷设，装修时管道下作挂衣橱，使衣橱与管道吊顶形成一体，客厅、餐厅等主要房间仅外露风口。

由于户式空调水系统的压力很低，选择管材应以耐腐蚀、防渗漏、方便安装等为主，许多新型的塑料管材如PEX、PB、PPR、XPAP等都是理想的选择。

#### (6) 水系统设计

室内水系统与4.2节风机盘管水系统的区别在于，为了减少水泵所占空间、免去水泵安装费用，户式中央空调风机盘管系统的循环水泵均与主机设置在一个箱体内，水泵的电源和控制均由主机负责，便于实现全自动管理，降低水泵产生的噪声和振动。循环水泵应可靠性高、体较小、效率高、不漏水、噪声低、振动小，一般采用进口产品。

水系统同样需要设置膨胀水箱，普通住宅难于解决高位开式膨胀水箱的安装位置，因此一般均采用小型气体定压膨胀罐，如图4-83。其工作过程为：在系统最高点和换热器出口最高处设置自动排气阀，排除系统中的不凝性气体；当水温升高时，系统内水体积膨胀，系统压力升高，挤压膨胀罐内的橡胶隔膜上鼓，当升到一定值时，安全阀打开，自动排水，当系统漏水时，橡胶隔膜下凹，罐内的气体膨胀，压力下降，当降到一定值时，自动注水阀（带压力调节装置）打开，向系统补水，使水泵入口处保持一定压力，起到定压

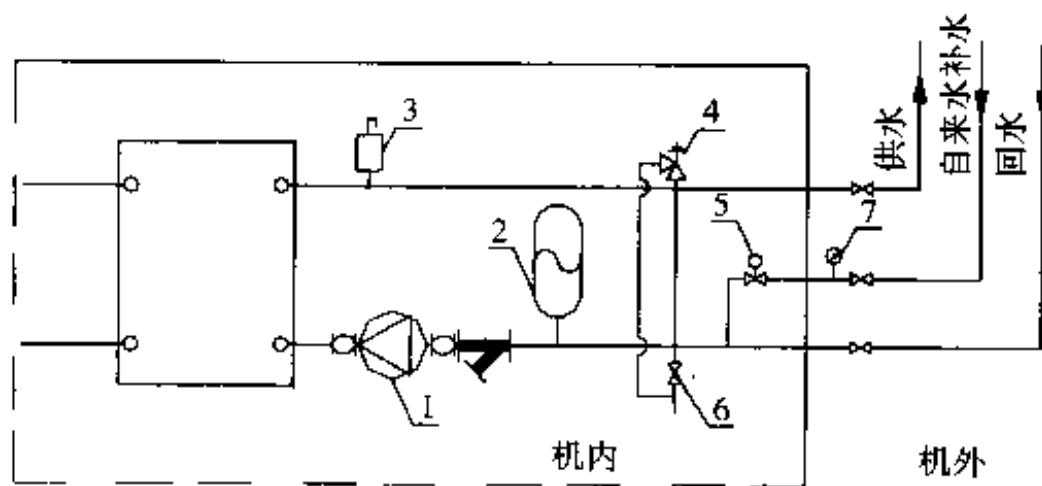


图 4-83 水系统定压原理图

1—水泵；2—气体定压膨胀罐；3—自动排气阀；4—安全阀；5—自动注水阀；6—系统泄水阀；7—压力表

作用。安全阀、自动注水阀动作压力根据需要可调。

意大利 ZILMET 和 Cazzaniga 均生产小型水系统用的容积为 2~20L 膨胀罐和自动注水阀，其有效容积计算如下：

$$V_0 = \frac{e \times c}{1 - V_f/V_i} = \frac{e \times c}{1 - P_i/P_f} \quad (4-28)$$

式中  $V_0$ ——膨胀罐的有效容积， $V_0 = V_f - V_i$ ， $V_i$  和  $P_i$  为罐内开始时的水容积和其对应的压力（绝对压力 MPa）；

$V_f$ ， $P_f$ ——罐内最后时的水容积和其对应的压力（绝对压力 MPa）；

$e$ ——连接系统由于水温差引起的膨胀率（ $1/m^3$ ）；

$c$ ——系统内总水量（ $m^3$ ）。

上述数据的取值：

(a)  $P_i$ ——膨胀罐所处位置的管内压力（绝对压力）， $P_i =$  自来水进水管压力 + 大气压力，若进水压力为 0.1MPa，则  $P_i$  近似为  $0.1 + 0.1 = 0.2$ MPa。

(b)  $P_f$ ——膨胀罐所处位置的管内最大允许压力（绝对压力）， $P_f = P_i + P_m$ ， $P_m$  为系统允许增加的压力，MPa， $P_m =$  安全阀设定压力 -  $0.1 \times$  安全阀设定压力 - 自来水进水压力 MPa。

(c)  $e$ ——水的膨胀率， $e = \sigma \times \Delta t$ ，式中  $\Delta t$  为系统内的最大水温， $\sigma$  为水的膨胀系数 [ $1/(m^3 \cdot ^\circ C)$ ]，可从有关手册中查出。

(d)  $c$ ——系统水容量，可根据实际水系统进行计算，粗略估算，可按每输送 1kW 的热量，水容量在 10~20L 之间。

#### 4.5.2 户式中央空调全空气系统

全空气型户式中央空调系统具备了中央空调全空气系统的优点，如可引入新风，过渡季节可利用新风供冷；送风口布置灵活，可上送或侧送，气流组织较好；一般来说噪声较低；易于实现送风过滤、加湿等，空气质量高。该种系统在欧美国家较为常见。

##### 4.5.2.1 主要设备

户式中央空调全空气系统输送冷热量的介质为空气，制备冷热风的空气处理装置为直接蒸发式风冷机组，根据制冷、制热能力有单冷机组、热泵机组之分，根据机组结构有以下几种形式：

##### (1) 穿墙式机组

为风冷整体机组（大多为热泵型），与普通窗机的区别为：冷凝器风机为离心式，故可将室外侧做成与外墙面齐平，容易与建筑立面协调；室内蒸发器风机带有较高余压，可接送风管道。

##### (2) 风冷分体式风管机

根据室内机形式，又有水平吊装式、立柜式、卧式暗装式等。此类机组冷量范围较大，室内机余压较高，可配置辅助电加热器、热水或蒸气加热盘管，冷媒配管长度可达 60 米，安装灵活性好。

##### (3) 屋顶机组

用于住宅的为整体机组，常设于屋面，冷热量较大，适用于别墅等较大型空调场所。

风冷热泵机组的压缩机比较常用的为进口全封闭柔性涡旋式压缩机，冷量较大的型号为全封闭往复式压缩机。压缩机台数一般一台，较大型号二台，也有的产品采用二~三台压缩机，以提高能量调节余地，节约运行费用。已有采用变频压缩机的风冷热泵冷热风机组产品。

风冷机组的电源有 220V-1 $\Phi$ /50Hz，380V-3 $\Phi$ /50Hz 两种。

#### 4.5.2.2 规格及性能

参考单元式空调器国家标准 GB/T 7725—96 规定的风冷冷热风机组的额定制冷工况为室外干湿球温度 35/24 $^{\circ}\text{C}$ ，室内干湿球温度为 27/17 $^{\circ}\text{C}$ ；额定制热工况为室外干湿球温度 7/6 $^{\circ}\text{C}$ ，室内干湿球温度为 20/15 $^{\circ}\text{C}$ 。当实际工作环境与额定环境不一致时，机组制冷、制热量、输入功率等具有与风冷冷热水机组相同的变化规律，应进行修正，具体可参考厂家的产品资料。风冷冷热风机组同样也有冬季除霜问题，可与风冷冷热水机组同样考虑。

#### 4.5.2.3 设计与安装

设计步骤与 4.5.1 节相同，主机的选择也与风冷冷热水热泵机组的选择一致。

这种系统存在一些问题，主要有：室内机噪声处理不够，室内噪声较高；系统控制不便，一开全开，一关全关，耗电量较大；冬季寒冷季节风冷热泵出力不够，达不到室温要求，有的采用电加热进行辅助加热，但火灾隐患较大。关于噪声问题，应尽量采用分体式空调机组，并将室内机组放置在专用小间内，送风出口加装软接头，有条件时设置消声器，机组下设置隔振橡胶垫。若采用吊顶管道机，管道机放置处应设吊顶，并与吊顶其他部位隔开并密封，机组吊架采取减震措施，机组下方的吊顶设吸音板（参见第 4.3 节有关内容）等。关于控制问题，有条件时应尽量设置较为齐全的控制功能，如采用变风量控制（详 4.5.3 节），室外机组采用变频控制等。随室外气温下降（采暖热负荷增加），风冷热泵供热能力下降，如济南地区在冬季空调计算温度（-10 $^{\circ}\text{C}$ ）时，某些热泵设备出力只有其额定工况（7 $^{\circ}\text{C}$ ）时的 50% 左右，这既有原理性因素，也与设备制造有关。寒冷地区采用风冷热泵一般要设置辅助加热措施。常用的辅助加热方式有：1) 室内机组设纯电阻式辅助加热器，其优点是设计、安装简单、控制方便，缺点是安全性较差，送风质量差。2) 室内机组蒸发盘管后增加一套热水盘管，寒冷季节利用家用热水器（电或燃气）的热水进行辅助加热，当有集中供暖时，冬季直接将集中供暖的低温热媒水送入热水盘管代替热泵供热。3) 冬季利用燃气暖风机代替热泵供热。燃气暖风机是家用燃气供暖炉的一种，直接送热风可与室内送风管道系统相接，实现夏季供冷、冬季供热。此类暖风机可配置蒸发盘管，从而直接替代风冷热泵机组的室内机，达到冷暖两用的目的。

### 4.5.3 户式中央空调变风量系统

#### 4.5.3.1 中央空调变风量系统简介

中央空调变风量（VAV）系统于 20 世纪 70 年代初由国外研制推出，目前是欧美等发达国家的主流空调系统，它根据空调负荷的变化以及室内要求参数的变化来自动调节各末端及空调机组风机的送风量，最大程度地保证空调环境的舒适性，降低空调机组的运行能耗。一般来说，变风量空调系统具有以下特点：

##### (1) 舒适性

能实现各个空调区域的灵活控制，可以根据负荷变化或个人的要求自行设定环境温度。

## (2) 节能

由于空调系统绝大部分时间是在部分负荷下运行，而变风量空调系统是通过改变送风量来调节室温的，因此能够合理地分配风量，减少空调机组的风机能耗，明显降低运行电费，并可降低空调机组的总装机容量。

## (3) 不会发生过冷或过热

由于温度控制的灵活、有效，可以避免常规空调常见的局部区域过冷或过热，既提高了舒适度，又节约了能量。

## (4) 系统噪声低

如果风量减小是通过风机转速降低实现的，则会使系统噪声大幅降低。

## (5) 无冷凝水烦恼

变风量系统是全空气系统，冷水管路不经过吊顶空间，可以避免冷冻水、冷凝水滴漏污染吊顶。

## (6) 系统灵活性好

其送风管与风口之间采用软管，送风口的位置可以根据房间分隔的变化而任意改变，也可根据需要适当增减风口，使系统结构变得十分灵活。

变风量系统的基本组成是带有变频调速风机的空气处理器、风道、变风量末端装置以及控制系统，后两者是构成变风量系统的核心部分。

变风量系统有很多种分类方法。根据变风量末端装置风量调节的方法可分为：节流型（风阀调节型）、旁通型及风机动力型。旁通型的送风机是定风量运行，没有节能效果，不是严格意义上的变风量系统。风机动力型根据一次风风阀与末端风机的位置关系又分为并联式与串联式，并联式送入房间的风量与空调机组均为变风量，而串联式送入房间的风量为定风量，空调机组的风量为变风量。风机动力型提高了室内气流的诱导特性，但一次风的控制仍采用风阀调节。

风阀调节风量存在如下问题：

1) 当流量减少时，流过风阀的空气与阀门叶片摩擦，会产生噪声；

2) 为使末端风量满足要求并具有良好的调节特性，就需要使阀门的压降占支管总压降较大的比例，即增加风阀所消耗的能量，降低了空调系统的节能效果。由于户式中央空调室内机的送风余压本身就很小，在使用阀门调节风量时，会将风量阻隔在风管内，减少进入房间的风量，降低空调系统的送风能力；

3) 对于户式中央空调，若采用风阀控制，而机组总送风量不加以控制，则不能同时将所有房间的阀门关闭。而当部分阀门关闭时，迫使空气流到未关闭的房间，造成空调系统紊乱，局部送风过大，温度无法调节等一系列问题；

4) 阀门容易变形、机械故障率高。因此常规的变风量末端对户式中央空调是不适应的。

变风量系统一般采用静压控制法，有定静压控制、变静压控制等，户式中央空调送风管路较短，送风压头较小，控制的误差较大，失去实际应用的价值。因此，户式中央空调要实现变风量控制，必须要寻找新的末端控制装置及新的控制方法。

### 4.5.3.2 户式中央空调变风量控制系统 (rVAV)

#### (1) 系统介绍

rVAV 是专为家庭住宅、商住两用房等户式中央空调设计的一套变风量控制系统。它

配合风冷空调机组、热水盘管或暖风炉，达到控制室温、节约能耗的目的。该系统可对新风进行调节，以保证室内空气品质。除制冷状态，还可以对热水盘管或暖风炉的供暖状态进行控制。另外，该系统还可以实现远程监控，可以通过小区物业管理中心的计算机对所有用户的空调系统运行状况进行集中监控，随时监测并判断故障情况等。

rVAV 系统是采用风机取代风阀、总风量控制法下的变风量控制系统，它运用现代计算机控制技术，多变量控制理论对户式中央空调进行集散控制。通过各房间的数字式温控器，采用模糊逻辑控制技术无级调节相应的变风量箱风机的转速，从而调节房间的送风量，以达到控制室内温度的目的。通过系统中央控制器实现两个控制功能：一方面采集各房间温度和风量参数，来控制空调机组室内机的送风量以及室外机的变频或启停；另一方面，与小区进行网络连接，实现远程集中管理。

rVAV 系统的末端变风量箱采用带动力的风机箱，可使每个出风口的压力提高 60 ~ 90Pa，明显提高送风能力，降低空调室内机对机外余压的需求。由于做到分室独立调节和控制，风机自动变风量以及机组的自动控制等控制手段，实现连续工况的调节，彻底杜绝普通户式空调系统一开全开的不合理状况，主机装机容量考虑同时使用系统可以明显降低，空调耗电量、噪声、空间占用等均可减少。

## (2) 系统构成

rVAV 系统构成见图 4-84，它由以下四个主要部分组成。

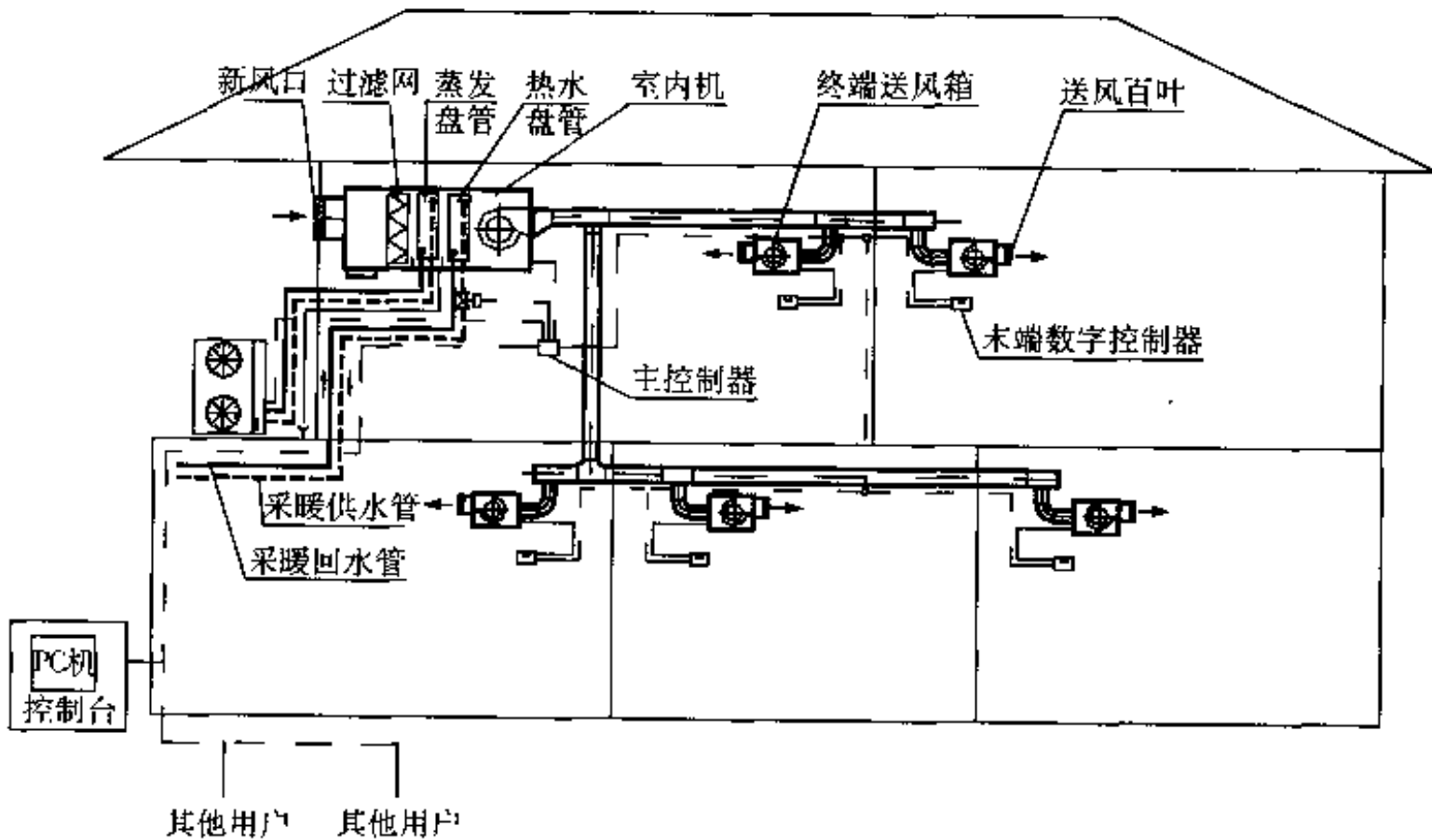


图 4-84 rVRV 系统构成图

1) 空调机组。可选择任何型号的风冷单冷或热泵空调机组，定速机组或变频机组均可。资金许可时，尽量选用变频机组。

2) 末端数字控制器 (rEDC)。采用微处理器及人工智能的模糊逻辑控制技术，瞬态响应时间快。rEDC 控制器集温控器与执行器于一体，由置于温控器内的温度传感器实时检测室内温度，与用户预先设定的室内温度进行比较，实时自动平滑地调节风机转速，从而



实现风机送风量的自动控制和无级调节，控制精度可达 $\pm 0.75^{\circ}\text{C}$ ，能够准确地调整风量，并使其随负荷变化保持动态平衡。

3) 变风量终端箱。变风量终端箱是带有动力的风机箱，风压 60 (L 系列 - 标准型) ~ 90Pa (H 系列 - 高静压型)，具体型号规格及参数见表 4-71、4-72。其构造如图 4-85 所示，由低噪声离心风机、电容式电机、吸音箱体、保温吸声板等组成。风机为大轮径、大风量、低转速、低能耗、低噪声离心风机，电机为高效、低噪声单相电容电机（也有产品采用无刷直流电机），箱体内贴保温吸声板，不但可以确保箱体表面不会暴露，同时可以降低箱体噪声。

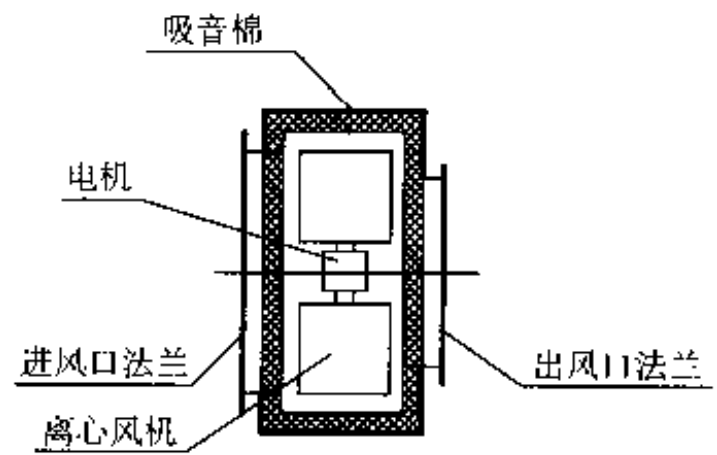


图 4-85 变风量终端箱构造图

L 系列变风量箱性能数据

表 4-71

型号	额定风量 (m <sup>3</sup> /h)	风量范围 (m <sup>3</sup> /h)	输入功率 (W)	全压 (Pa)	噪声 [dB (A)]
FTB-2L	200	80 ~ 290	12	0 ~ 60	33
FTB-3L	300	120 ~ 400	16	0 ~ 60	34
FTB-4L	400	150 ~ 510	20	0 ~ 60	37
FTB-5L	500	170 ~ 580	25	0 ~ 60	37
FTB-6L	600	240 ~ 800	30	0 ~ 60	38
FTB-8L	800	300 ~ 1020	35	0 ~ 60	40

H 系列变风量箱性能数据

表 4-72

型号	额定风量 (m <sup>3</sup> /h)	风量范围 (m <sup>3</sup> /h)	输入功率 (W)	全压 (Pa)	噪声 [dB (A)]
FTB-4H	400	140 ~ 470	20	0 ~ 90	42
FTB-5H	500	150 ~ 520	25	0 ~ 90	43
FTB-6H	600	200 ~ 670	30	0 ~ 90	43
FTB-8H	800	280 ~ 940	35	0 ~ 90	45
FTB-10H	1000	300 ~ 1040	40	0 ~ 90	45
FTB-12H	1200	400 ~ 1340	45	0 ~ 90	40

4) 中央控制器。用于实时采集所有末端控制器的控制信号，判断温度变化趋势，在加以总解耦计算后控制室内风机的送风量，同时对室外压缩机进行变频控制或启停控制。

中央控制器上带有通信接口，可以通过网络进行计算机远程监控，实现小区户式空调的集中管理。

### (3) 控制过程

在每个独立温区安装变风量末端（变风量终端箱 + 末端数字控制器），在机组室内机处安装一台主控制器。主控制器上带有两个 RS-485 通讯接口，其中一个与各室控制器的通讯接口通过一对双绞线相联，另一个接口可直接通过网络线与小区的微机相联。

原空调机组自带的控制面板，可作为机组的总电源开关，并用于选择工作模式（制冷、制热、除湿、通风等）。面板上的风速调节键无效，由系统主控器实时根据各个房间空调的运行情况，用户设置温度与实际室温的温差来自动控制空调机组室内机送风量大小。

以下以空调机组制冷状态为例，说明该系统的控制过程：

当第一台末端控制器打开时，设定温度低于室内温度  $0.5^{\circ}\text{C}$  以上，室外机启动。当最后一台末端控制器关闭，或所有工作的末端数字控制器的室内温度低于设定温度  $0.5^{\circ}\text{C}$  以上时，室外机停机。为防止室外机频繁启停，每次停开机时，系统都有检测程序，保证一定的连续运转或停机时间。

当不打开空调机组面板上的电源开关，只打开末端控制器时，空调机组压缩机不工作，只有室内风机工作，此时可作为房间通风换气之用。

每一台末端控制器实时检测设置温度与室内温度的温差，根据温度差值及差值的变化趋势，来自动调节变风量箱风机转速的无级变化，以控制该温区的送风量，达到调节温度的目的。

系统主控器实时检测每个末端控制器的运行参数，根据每个温区所需风量总和及温度变化趋势来控制机组室内机运行在高档、中档或低档风速状态下或采用无级风量调节。

当空调系统有新风引入，在新风口处可安装一个手动调节阀或比例调节阀，当安装新风比例调节阀后，可由主控器根据室内机送风量大小来控制新风风阀开度。

#### (4) 设计步骤

##### 1) 收集建筑资料，初步划分系统

与 4.5.1 节相同。

##### 2) 冷热负荷计算

在进行冷负荷计算时应按变风量系统的方法进行，即：冷负荷计算分二步，首先计算每个房间的逐时负荷，其最大负荷用来确定每个房间需要的最大送风量，据此选择末端送风装置的规格。然后根据每个房间的逐时负荷，考虑人员、灯光、家用电器等的同时使用系数，计算每户（一户一个系统）或每个系统（一户多个系统）的逐时空调冷负荷，取最大值作为选取制冷主机容量的依据。

热负荷计算与常规空调相同。

##### 3) 风机箱选择

根据每个房间需要的送风量选择末端风机箱规格，房间送风量按下式计算：

$$L = \frac{3.6Q_q}{\rho(h_n - h_s)} = \frac{3.6Q_x}{\rho C(t_n - t_s)} \quad (4-29)$$

式中  $L$ ——送风量 ( $\text{m}^3/\text{h}$ )；

$Q_q, Q_x$ ——空调房间的全热冷负荷和显热冷负荷 (W)；

$\rho$ ——空气密度 ( $\text{kg}/\text{m}^3$ )，可取  $\rho = 1.2$ ；

$h_n, h_s$ ——室内空气焓值和送风状态空气焓值 ( $\text{kJ}/\text{kg}$ )；

$t_n, t_s$ ——室内空气温度和送风温度 ( $^{\circ}\text{C}$ )。

空调系统的送风温度为表面冷却空气处理器后机器露点温度并考虑风机和管道的温升得热，全空气型户式中央空调均采用直接蒸发式的表面冷却器，实际运行时机器露点温度

在 10~14℃ 范围内, 风机较小, 管道较短, 温升可基本不考虑。当房间设定温度在 24~28℃ 时, 送风温差在 10~18℃。对于住宅来说, 房间进深一般较小, 送风射程短, 即使在变风量末端装置送风量减小的情况下, 一般也不会室内产生不舒适的下降气流, 送风温差可以取较大值, 以减小设备, 提高经济性。

#### 4) 主机选择

户式中央空调的空气处理装置可采用 4.5.2 节所述的各种形式, 按步骤 2) 计算的房间或系统逐时冷负荷最大值并考虑一定的裕量系数选取, 并按冬季空调工况校核。

#### 5) 风管系统设计

由于户式中央空调风量小、流程短、余压小、室内噪声要求高, 不采用中央空调变风量系统常用的高速送风。送风系统的设计可按常规低速系统, 风管尺寸按等摩阻法或假定流速法计算, 风速一般不大于 5m/s。回风宜设专用的回风管, 也可利用相通的吊顶空间回风。仅靠门窗缝隙回风的做法, 当晚间房门全部关闭时可能造成送不进风的情况, 尽量避免采用。

#### (5) 设计实例及经济比较

某三室二厅户型 (面积约 120m<sup>2</sup>), 当分别采用全空气变风量系统及风机盘管系统时, 所需要的主要设备及造价分别列于表 4-73、表 4-74。

户式中央空调变风量系统主要设备及造价

表 4-73

序号	设备名称	型号	规格	数量	价格
1	卧式安装分体空调机	YCC-25GR	制冷量 7.1kW 风量 2040m <sup>3</sup> /h 功率 5kW	1	14000
2	变风量终端箱	FTB-3L	额定风量 300m <sup>3</sup> /h	1	830
		FTB-4L	额定风量 400m <sup>3</sup> /h	2	1660
		FTB-5L	额定风量 500m <sup>3</sup> /h	2	2060
3	房间数字控制器	设置及控制室温		5	3450
4	户式中央控制器	采集各控制点数据, 自动控制室内机风量及室外机启停		1	2300
5	合计				24300

户式中央空调风机盘管系统主要设备及造价

表 4-74

序号	设备名称	型号	规格	数量	价格
1	风冷式冷水机组	YCAC06H	制冷量 7.5kW 内置水箱、水泵等	1	30000
2	风机盘管	FP3.5	额定风量 350m <sup>3</sup> /h	1	1000
		FP5	额定风量 500m <sup>3</sup> /h	5	5000
3	房间温度控制器	设定室温、控制风机转速		5	1900
4	合计				37900

说明: 上述两表均未考虑冬季辅助加热设施及管道、安装等费用, 但表一均明显低于表二。

#### 4.5.4 新风换气机应用

新风换气机的实质是空气热回收装置，按空气热交换器的种类可分为板式、板翅式、转轮式、热管式等几种，按回收热量的性质分为显热回收器与全热回收器。目前市场上的新风换气机一般指板翅式的空气显热回收装置。转轮式全热回收装置也有产品，但由于价格较高，应用还较少。板式（板翅式）的全热回收装置国外早有产品，国内也有厂家正在研制。

在户式中央空调系统中，由于系统较小，难以设置集中新风系统，造成空气品质恶化，因此，目前出现了一种在高级住宅、商住用房采用户式中央空调系统（主要是风机盘管系统）利用新风换气机供给新风的系统形式。通常的风机盘管（FCU）加新风空调系统中，新风系统单独设置分别送入房间，多余的空气靠房间正压排除，在有些封闭严密的建筑中，可能产生新风量不足的现象，而新风换气机在供给新风的同时置换出等量的室内污浊空气，从这一方面，在风机盘管空调系统中采用新风换气机代替新风机组供应新风是有优势的。本节将对这一应用方式进行分析探讨，以确定新风换气机节能情况以及对室内风机盘管负荷的影响、室内空气状态的变化。算例为济南地区某商住两用房，夏季室内冷负荷 5.4kW，冬季室内热负荷 4.8kW，全年湿负荷 0.3kg/s，在室人员数量 10 人，人均新风量 20m<sup>3</sup>/h，室内空调计算参数及济南地区室外空调计算参数见表 4-75。

表 4-75

	室内		室外	
	夏季	冬季	夏季	冬季
干球温度 (°C)	26	22	34.8	-10
湿球温度 (°C)	19	40	26.7	
相对湿度 (%)	50			54

##### 4.5.4.1 夏季工况分析

###### (1) 显热回收型新风换气机

图 4-86 是风机盘管空调系统中采用显热回收型新风换气机供给新风的处理过程及空气处理流程。

1) 新风换气机新风出口状态点确定。显热回收型新风换气机的空气仅有温度的变化，根据某厂家资料其板翅式热交换器的显热回收效率为 70%，可得：

$$t_M = t_{W_s} - (t_{W_s} - t_N) \times 70\% = 28.64^\circ\text{C}$$

过 28.64°C 的等温线与过 W<sub>s</sub> 点的等 d 线相交即得 M 点。

2) 室内送风状态点确定。过室内状态点 N 作室内热湿比线 ε (ε = 17834kJ/kg) 线与 φ = 90% 线相交于 O 点，即为室内送风状态点 (i<sub>o</sub> = 40kJ/kg)。

3) 空调房间总送风量。

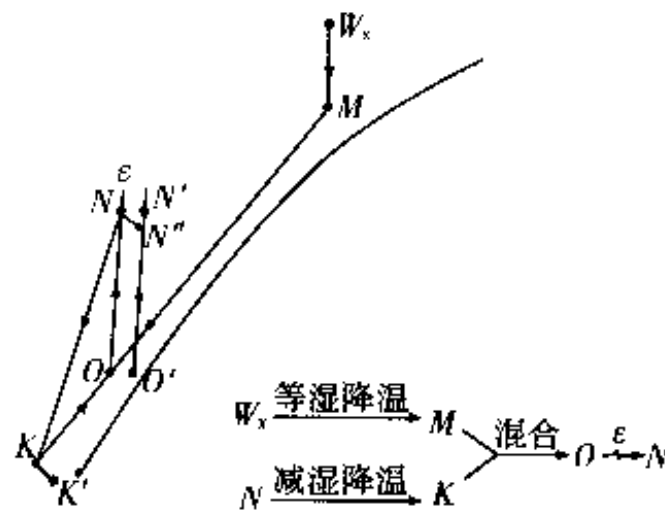


图 4-86

$$G = \frac{\Sigma Q}{h_N - h_o} = \frac{5.4}{53 - 40} = 0.415 \text{kg/s} (1246 \text{m}^3/\text{h})$$

4) FCU 负担风量  $G_F = G - G_w = 0.35 \text{kg/s} (1046 \text{m}^3/\text{h})$ 。

5) 确定 FCU 处理空气终状态点。连接  $M$  点与  $O$  点并延长至  $K$ , 使  $OK = MO \frac{G_w}{G_F} = 83 \times \frac{200}{1046} = 15.9 \text{mm}$ ,  $K$  点即为风机盘管处理空气终状态点,  $h_k = 33 \text{kJ/kg}$ ,  $t_k = 12.8^\circ\text{C}$ 。

6) 风机盘管全热冷量、显热冷量。

$$Q_T = G_F (h_N - h_k) = 0.35 \times (53 - 33) = 7 \text{kW}$$

$$Q_S = G_F \times C_p (t_N - t_k) = 0.35 \times 1.01 \times (26 - 12.8) = 4.7 \text{kW}$$

7) FCU 选择。按高档风量选择, 可选择 FCU 型号 YGFC-03-3S 二台, 额定风量  $530 \text{m}^3/\text{h}$ , 全热冷量  $2.96 \text{kW}$ , 显热冷量  $2.33 \text{kW}$ , 显热冷量基本满足要求, 但全热冷量相差较多 ( $> 15\%$ )。如不进行调整, 将造成送风状态点右移, 实际室内状态点  $N$  右移为  $N'$ , 室内相对湿度  $\phi$  升高。为满足全热冷量要求, 可将盘管型号放大一号, 如采用 YGFC-04-3S, 额定风量  $710 \text{m}^3/\text{h}$ , 全热冷量  $3.95 \text{kW}$ , 显热冷量  $3.11 \text{kW}$ , 由于显热冷量高出需求较多 ( $> 32\%$ ), 将造成  $K$  点沿等焓线下移, 室内状态点同样沿等焓线下移至  $N''$ , 即室温下降, 室内相对湿度  $\phi$  升高。也可增大盘管排数, 如采用 YGFC-03-4S, 额定风量  $491 \text{m}^3/\text{h}$ , 全热冷量  $3.54 \text{kW}$ , 显热冷量  $2.78 \text{kW}$ , 裕量系数分别为  $1.1\%$  和  $18\%$ , 仍存在显热冷量过大问题。

## (2) 全热回收型新风换气机

图 4-87 是 FCU 空调系统中, 采用全热回收型新风换气机供应新风的空气处理过程和空气处理流程。

1) 各工况点确定。全热回收型新风换气机的空气既有显热 (温度) 的变化, 又有焓的变化。根据大金 HRV 全热交换器资料, 其温度交换效率为  $75\%$ , 夏季焓交换效率  $61\%$ , 计算新风经全热交换器后的工况点:

$$t_M = t_{w_x} - (t_{w_x} - t_N) \times 75\% = 28.2^\circ\text{C}$$

$$h_M = h_{w_x} - (h_{w_x} - h_N) \times 61\% = 64.7 \text{kJ/kg}$$

过  $28.2^\circ\text{C}$  的等温线与过  $64.7 \text{kJ/kg}$  点的等焓线相交即得  $M$  点。其他工况点的确定过程同上。根据新回风混合比确定的风机盘管处理终状态点的  $K$  落在  $96\%$  的等相对湿度线上, 超过 FCU 的处理能力, 实际的工况点  $K$  沿  $h_k$  线上移至  $90\%$  相对湿度线上, 即  $K'$  点。

2) FCU 全热量和显热量。

$$Q_T = G_F (h_N - h_k) = 0.35 \times (53 - 35.3) = 6.2 \text{kW}$$

$$Q_S = G_F \times C_p (t_N - t_k) = 0.35 \times 1.01 \times (26 - 13.4) = 4.45 \text{kW}$$

3) FCU 选择

FCU 选择 YGFC-03-3S 二台, 全热冷量不足  $4.5\%$ , 显热冷量富裕  $4.7\%$ , 基本满足

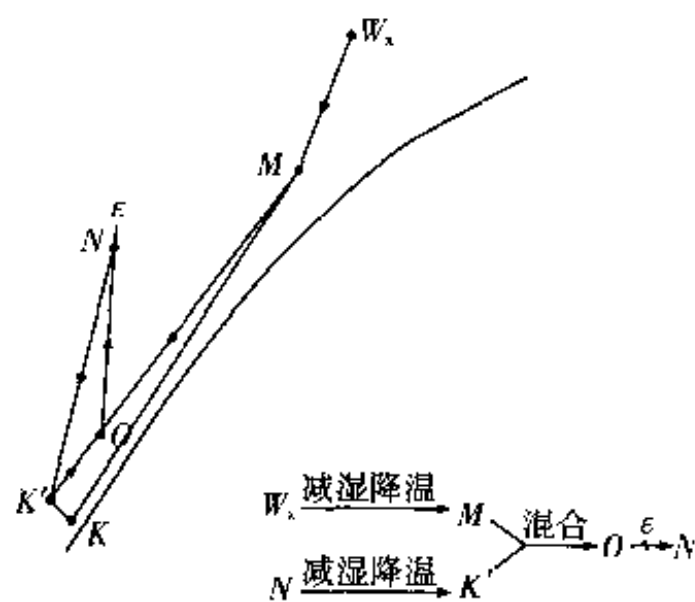


图 4-87

要求。

### (3) 常规系统设计

作为对照，再按常规的 FCU 加新风系统和新风不经处理直接引入室内分别重新选择风机盘管。

在风机盘管加新风系统中，新风处理到室内等焓线，空气处理过程及处理流程如图 4-88。工况点确定过程略，风机盘管处理风量同上，风机盘管全热冷量、显热冷量分别为：

$$Q_T = G_F (h_N - h_k) = 0.35 \times (53 - 37.6) = 5.4 \text{ kW}$$

$$Q_S = G_F \times C_p (t_N - t_k) = 0.35 \times 1.01 \times (26 - 14.5) = 4.1 \text{ kW}$$

选择 YGFC-03-3S 二台，全热冷量、显热冷量均满足要求，裕量分别为 9.6%、13.7%。另新风机组负荷  $Q_X = G_W (h_W - h_N) = 0.065 \times (83 - 53) = 1.95 \text{ kW}$

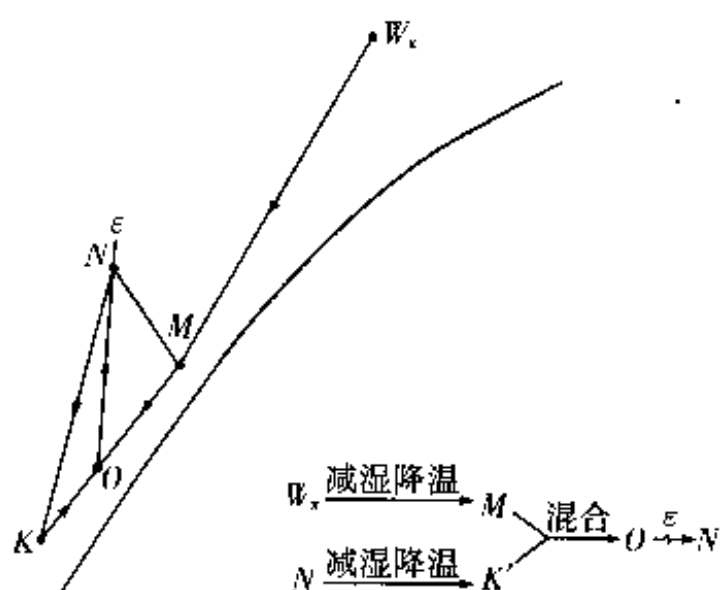


图 4-88

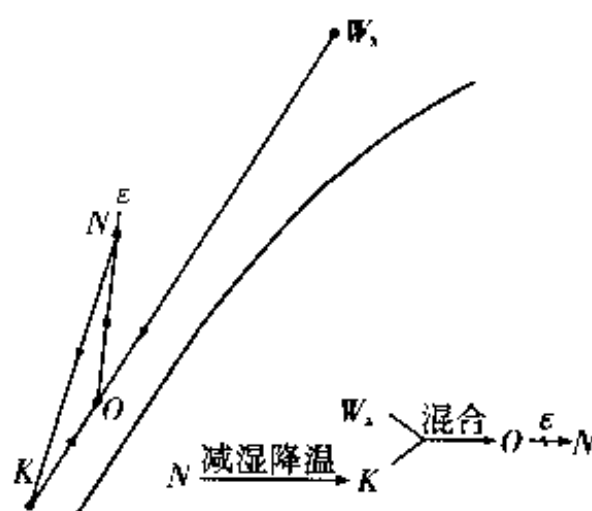


图 4-89

新风不经处理的方式如仅设排风，新风靠门窗缝隙渗入或 VRV 系统中新风由室内机吸入等做法。图 4-89 为前者的空气处理过程及处理流程。风机盘管全热冷量、显热冷量分别为：

$$Q_T = G_F (h_N - h_k) = 0.35 \times (53 - 32) = 7.35 \text{ kW}$$

$$Q_S = G_F \times C_p (t_N - t_k) = 0.35 \times 1.01 \times (26 - 11.7) = 5.06 \text{ kW}$$

风机盘管选择 YGFC-04-3S，工作状态同前分析。

### (4) 分析

1) 采用显热回收型新风换气机供应空调系统的新风，风机盘管负担的全热量和显热量分别比新风机组供应新风（新风处理到室内等焓线）增加 29.6%、14.6%。对于显热回收型的新风换气机，全部的新风潜热负荷、部分新风显热负荷均要由风机盘管承担，风机盘管除湿负荷增加，凝水量增加，湿工况加重。

采用显热回收型新风换气机供应新风，较风机盘管加新风系统或无组织新风系统节能  $\frac{7.35 - 7}{7} \times 100\% = 5\%$ 。

2) 采用全热回收型新风换气机供应空调系统的新风，风机盘管负担的全热量和显热量分别比新风机组供应新风（新风处理到室内等焓线）增加 14.8%、8.5%，较采用显热

回收装置时降低 12.9%、5.6%。湿运行状况仍然加重，但较后者明显改观。全热回收装置节能

$$\frac{7.35 - 6.2}{6.2} \times 100\% = 18.5\%$$

3) 本算例为工程实例，在相似的室外设计条件下，对于新风比较小、室内湿负荷不高（热湿比线较陡直）的场所，如普通住宅、旅馆的客房等，上述分析计算具有普遍的意义，新风换气机可以用于风机盘管空调系统，并能实现节能效果。

4) 随着室外设计参数朝着温度降低、相对湿度增加的方向变化，节能效果和室内参数将朝着有利于全热回收型的方向发展。

5) 对于室内湿负荷较高（热湿比线斜缓）、新风比较大的场合，如商场、餐饮、会议室等，风机盘管湿负荷增加过大，可能无法选到合适的型号，应较为谨慎采用。

#### 4.5.4.2 冬季工况分析

##### (1) 显热回收型新风换气机

图 4-90 是风机盘管空调系统中采用显热回收型新风换气机供给新风的处理过程以及空气的处理流程。可见，空气处理流程与常规风机盘管加新风系统是一样的，但在风机盘管加新风系统中，由于风机盘管停开而新风仍然连续送往房间，因此，冬季工况的设计是先确定风机盘管出口温度，即风机盘管加热量已定，求新风出口温度即新风加热量。而采用新风换气机供给新风，新风参数取决于换热器效率，无法人为调整，只能校核风机盘管加热量。

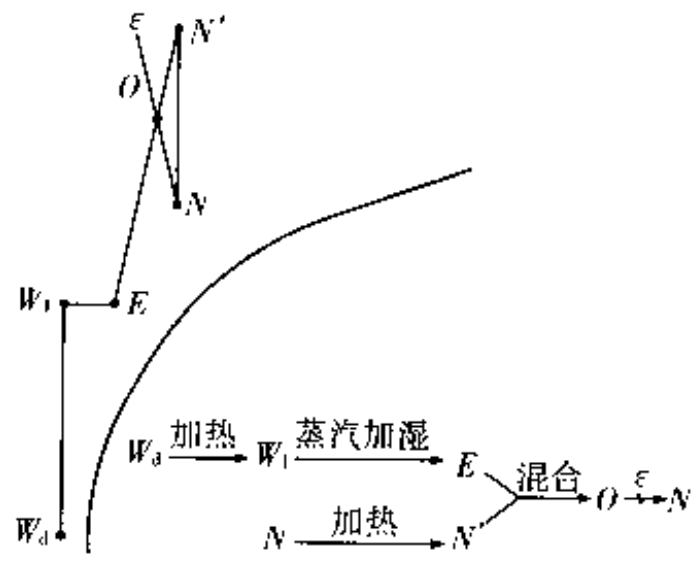


图 4-90

1) 确定新风换气机出口空气状态点。根据显热回收效率 70%，计算

$$t_{w_1} = t_{w_d} + (t_N - t_{w_d}) \times 70\% = -10 + (22 + 10) \times 0.7 = 12.4^\circ\text{C}$$

由  $12.4^\circ\text{C}$  等温线与过  $W_d$  室外空气状态点的等  $d$  线相交得  $W_1$  点， $h_{w_1} = 15.3\text{kJ}\cdot\text{kg}$ 。

2) 确定室内送风状态点。冬季工况下，空调房间新风量及风机盘管新风量与夏季相同，房间余湿量与夏季相同，冬季送风状态点的焓和含湿量计算如下：

$$h_{O'} = h_N - \frac{Q}{G} = 39 - \frac{(-4.8)}{0.415} = 50.6\text{kJ/kg 干空气}$$

$$d_{O'} = d_N - \frac{W}{G} = 6.6 - \frac{0.3}{0.415} = 5.9\text{g/kg 干空气}$$

由  $(h_{O'}, d_{O'})$  定出  $O'$ ， $O'$  与室内状态点  $N$  的连线即空调房间的冬季热湿比线。

3) 确定蒸汽加湿后的状态点。

根据  $d_E = d_N - \frac{G}{G_w} (d_N - d_{O'}) = 6.6 - \frac{0.415}{0.065} (6.6 - 5.9) = 2.13\text{g/kg 干空气}$ ，并且蒸

汽加湿为等温过程， $E$  点在  $W_1$  等温线上，即可确定蒸汽加湿后的空气状态点  $E$ 。

4) 确定风机盘管出口空气状态点。连接  $E$  点与  $O'$  点并延长至过  $N$  点的等  $d$  线上，交点即为风机盘管出口空气状态点  $N'$ ， $t_{N'} = 39^\circ\text{C}$ 。

5) 风机盘管加热量。

$$Q_F = G_F \times C_p (t_N - t_N) = 0.35 \times 1.01 \times (39 - 22) = 6.0 \text{ kW}$$

6) 新风加湿量。

$$W = G_w (d_E - d_N) = 0.065 \times (2.13 - 1.2) = 0.06 \text{ g/s (0.22 kg/h)}$$

7) 风机盘管加热量校核。根据夏季工况确定的风机盘管型号 YGFC-03-3S, 进水温度 60℃ 时, 额定制热量 4.38 kW, 降低进水温度至 50℃, 额定制热量 3.27 kW, 满足要求。

(2) 全热回收型新风换气机

图 4-91 是风机盘管空调系统中采用全热回收型新风换气机供给新风的处理过程及空气处理流程。计算过程同上, 目的为确定风机盘管加热量。

1) 确定新风换气机出口空气状态点。全热回收装置温度交换效率 75%, 冬季焓交换效率 66%, 据此计算:

$$\begin{aligned} t_{W_1} &= t_{W_d} + (t_N - t_{W_d}) \times 75\% \\ &= -9 + (22 + 9) \times 0.75 = 14.3^\circ\text{C} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} h_{W_1} &= h_{W_d} + (h_N - h_{W_d}) \times 66\% \\ &= -6.5 + (39 + 6.5) \times 0.66 = 23.5 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

根据  $(t_{W_1}, h_{W_1})$  在  $h-d$  图上确定  $W_1$  点, 如图 4-91, 由于  $d_{W_1} = 3.4 \text{ g/kg}$ , 大于蒸汽加湿后  $E$  点的湿度  $d_E$ , 说明新风不需加湿。

2) 确定风机盘管出口空气状态点  $N'$ 。由于送风状态点  $O'$  不变, 风机盘管出口空气状态点  $N'$  应根据新风比确定, 即连接  $W_1 O'$  并延长至  $N'$  使得  $O'N' = W_1 O' \frac{G_w}{G_F} = 68 \times \frac{200}{1046} = 12.6 \text{ mm}$ ,  $t_{N'} = 37.8^\circ\text{C}$ 。

3) 风机盘管加热量。

$$Q_F = G_F \times C_p (t_{N'} - t_N) = 0.35 \times 1.01 \times (37.8 - 22) = 5.6 \text{ kW}$$

在控制室温不变的前提下, 室内状态点将发生变化, 室内相对湿度略有降低。

(3) 风机盘管加新风系统

如前所述, 在常规的风机盘管加新风系统设计中, 考虑到冬季送风温度不超过 40℃, 风机盘管出口温度一般按下式确定:

$$t_{N'} = t_N + (15 \sim 20)^\circ\text{C}$$

因此图 4-90 显热回收型新风换气机的计算结果完全可以作为风机盘管加新风系统设计, 即风机盘管加热量不变, 新风系统采用新风机组加热。新风机组的加热量为:

$$Q_X = G_w \times C_p (t_{W_1} - t_w) = 0.065 \times 1.01 \times (12.7 + 9) = 1.42 \text{ kW}$$

(4) 分析

1) 采用显热回收型或全热回收型的新风换气机冬季供应空调系统的新风均可满足设计要求, 且具有明显的节能效果, 其中显热回收型节能  $\frac{1.42}{1.42 + 6} \times 100\% = 19\%$ , 全热回收

型节能  $\frac{1.42}{1.42 + 5.6} \times 100\% = 20.2\%$ 。

2) 采用全热回收型新风换气机冬季供应空调系统的新风, 可不用采取新风加湿措施。

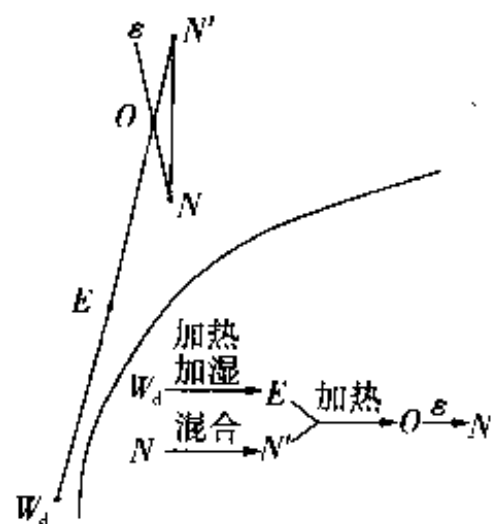


图 4-91



#### 4.5.4.3 结论

(1) 在风机盘管空调系统中采用新风换气机代替新风机组供应新风, 具有换气充分、新风量保证、节能等优点, 适合办公、住宅、旅馆客房等场所。

(2) 与新风机组供应新风相比, 新风换气机供应空调系统新风, 夏季风机盘管负荷增加, 湿工况加重, 室内相对湿度有增加趋势。

(3) 在冬季工况下, 新风换气机能较好满足空调系统需要, 节能效果显著。

(4) 全热回收装置与显热回收装置相比, 夏季工况节能效果较好, 冬季工况节能效果差别不大。

(5) 空调系统中采用全热回收装置冬季可减少空调加湿系统的费用, 大部分情况下甚至不用加湿。

#### 4.5.5 户式中央空调加湿

##### 4.5.5.1 加湿与加湿设备

冬季空调系统中, 室内空气是一个等湿加热过程, 空气被加热的温度越高, 其相对湿度越低。在济南地区, 当把室外空调计算状态(干球温度 $-10^{\circ}\text{C}$ , 相对湿度 $54\%$ )下的空气加热到室内设计温度(干球温度 $22^{\circ}\text{C}$ )时, 相对湿度将减小到 $5\%$ 左右。除南方沿海相对湿度较高的部分地区外, 凡对室内空气温度有加热需要的地方, 都存在这个问题。室内相对湿度过低, 对人的呼吸系统产生刺激, 易引发呼吸系统疾病; 室内易产生静电, 影响人们的正常生活; 木质地板、家具易干裂变形。因此, 采暖住宅特别是设置了户式中央空调系统的住宅应采取加湿措施。

空调系统中用到的加湿设备根据加湿过程可分为等温加湿、等焓加湿、加热加湿、冷却加湿等。等温加湿设备主要有干蒸汽加湿、电极加湿、电热加湿等; 等焓加湿设备主要有喷水室加湿(循环水)、高压喷雾加湿、超声波加湿、湿膜加湿等; 加热加湿设备主要有喷水室加湿(热水)等; 冷却加湿主要有喷水室加湿(冷水, 水温在空气露点温度和湿球温度之间)。在民用建筑中, 受条件限制, 喷水室已很少采用, 各种常用的加湿方法的优缺点如表4-76所示。

常用加湿方法

表 4-76

加湿方法	优点	缺点	加湿量范围 (kg/h)
高压喷雾加湿	加湿迅速, 耗电少; 布置方便、灵活; 不需汽源; 用水不需软化	可能带菌; 加湿效率较低	10~100
干蒸汽加湿	加湿迅速、稳定、均匀。效率接近 $100\%$ ; 节电; 布置方便、灵活	需要汽源及输汽管道	1.5~760
电极(热)加湿	加湿迅速、稳定、均匀; 控制方便、灵活; 不带水滴、细菌; 不需汽源, 无噪声	耗电量大; 需使用软化水	0~30
超声波加湿	体积小, 加湿强度大, 迅速; 耗电少; 不需汽源; 控制性能好; 加湿效率高	可能带菌; 单价高; 使用寿命短	6.4~104
湿膜加湿	结构简单, 运行可靠; 不用电; 饱和效率高; 除尘	易产生微生物污染	10~225

#### 4.5.5.2 加湿量计算

冬季空调房间空气可建立如下湿平衡关系式:

$$W_p = W_x + W_y + W \quad (4-30)$$

式中  $W_p$ ——室内排风带走的含湿量 (kg/h);

$W_x$ ——送入室内的新风或渗风含湿量 (kg/h);

$W_y$ ——室内余湿量 (kg/h);

$W$ ——加湿设备加湿量 (kg/h)。

住宅室内的余湿量来源于人员与人的日常活动如洗浴、炊事、饮食等,相对于其他类型的建筑形式,住宅内人员较少,缺乏稳定的散湿来源,产湿量较大的厨卫部分一般与空调区域隔开并处于排风负压区。因此,住宅内的余湿量很小,在加湿设备的计算中可以忽略不计。

考虑房间的风量平衡,加湿设备的加湿量的计算公式如下:

$$W = G_w (d_n - d_w) \quad (4-31)$$

式中  $W$ ——加湿设备加湿量 (kg/h);

$G_w$ ——送入室内的新风量或房间渗风量 (kg/h);

$d_n$ ——室内空气含湿量 (g/kg);

$d_w$ ——室外空气含湿量 (g/kg)。

#### 4.5.5.3 加湿器选型

##### (1) 高压喷雾加湿器

工作原理:将自来水加压,然后由管路输送到各个喷嘴,从喷嘴特制的小孔中旋转喷出,并在空气中雾化,与通过的空气进行热湿交换,从而达到加湿的目的。由于加湿过程中,空气失去显热,使水的微粒蒸发汽化,得到潜热,空气的焓值基本没有变化,所以这种方式属于等焓加湿。

高压喷雾加湿的几个概念:

饱和效率:

$$S_d = \frac{t_A - t_B}{t_A - t_C} \quad (4-32)$$

式中  $t_A$ ——加湿前空气干球温度 (°C);

$t_B$ ——加湿后空气干球温度 (°C);

$t_C$ ——空气等焓加湿达到饱和状态 ( $\Phi = 100\%$ ) 的湿球温度 (°C)。

加湿效率:加湿效率 = 有效加湿量/喷雾量。

有效加湿量:为加湿器所喷水雾中蒸发汽化被空气吸收的部分。

喷雾量:加湿器雾化喷出的水量。

高压喷雾加湿器加湿效率与加湿器入口空气温度有关,入口空气湿度高,则加湿效率高,反之,入口空气温度低,则加湿效率低。

选型步骤:

1) 根据公式 4-32 计算设计加湿过程需要的饱和效率  $S_d$ ,与高压喷雾加湿器的饱和效率比较,以确定该加湿过程是否可以实现。高压喷雾加湿器的饱和效率的范围为 75% ~

100%。若计算结果显示需要的饱和效率小于加湿器的饱和效率，说明这一加湿过程是可以实现的，否则，说明加湿过程无法实现，调整设计温度或改用其他加湿方式。

2) 根据有效加湿量确定所需的喷雾量。有效加湿量即为空调系统所需的加湿量（根据公式 4-31 计算），喷雾量由下式计算：

$$W_{fd} = W_d / \eta \quad (4-33)$$

式中  $W_{fd}$ ——高压喷雾加湿器的喷雾量；

$W_d$ ——高压喷雾加湿器的有效加湿量；

$\eta$ ——高压喷雾加湿器的加湿效率， $\eta = 33\% \sim 55\%$ 。

3) 根据喷雾量及自来水压力查厂家样本即可确定高压喷雾加湿器的型号。

### (2) 干蒸汽加湿器

工作原理：由输汽管道送来的蒸汽进行干燥处理，使其成为干蒸汽，通过喷嘴喷出，与通过的空气混合，达到加湿的目的。因为在加湿过程中，空气干球温度基本没有什么变化，所以这种加湿过程为等温加湿。

根据需要的加湿量及蒸气的压力，即可取定所需的加湿器的型号。同时根据加湿断面的宽度取定蒸气喷管的型号。

### (3) 湿膜加湿器

工作原理：自来水进入湿膜加湿器，经水分配器在重力作用下均匀分布在加湿材料上，使其湿润。空气穿过潮湿的湿膜材料，其湿度增加，达到加湿的目的。因为在加湿过程中，空气的焓值不变，所以这种加湿属于等焓加湿。湿膜加湿器可以用在空调机组、新风机组等设备内，也用在空调送风管道内。

湿膜加湿器加湿量与湿膜面积、进风空气温湿度、湿膜断面风速有关。

选型步骤：

1) 根据需要的加湿量及风道断面取定需要的单位湿膜面积实际加湿能力。单位湿膜面积实际加湿能力 = 需要的加湿量 / 机组盘管迎风面积。

2) 根据湿膜加湿器进口参数查图 4-92 求湿膜温湿度系数。

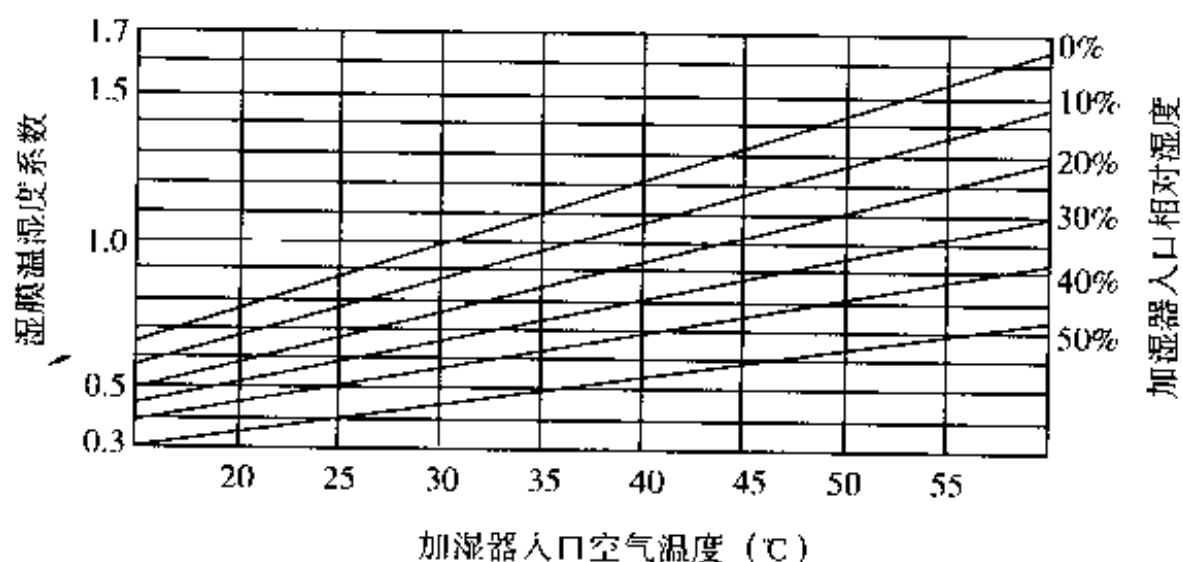


图 4-92 湿膜温湿度系数

3) 根据通过加湿器的风量及风道断面尺寸求湿膜断面风速。

4) 根据单位面积湿膜实际加湿量、湿膜温湿度系数及湿膜断面风速确定需要的单位

湿膜面积标准加湿量。单位面积湿膜标准加湿量计算公式为：单位面积湿膜实际加湿能力/（湿膜温湿度系数×湿膜断面风速/2.5）。

5) 根据需要的单位面积湿膜标准加湿能力查湿膜加湿器技术参数确定湿膜加湿器的厚度。

#### 4.5.5.4 户式中央空调专用加湿装置

##### (1) 风机盘管加湿器

在风机盘管的出风口处设置一组特殊加工的湿膜即构成风机盘管加湿器，用于风机盘管户式中央空调系统中的加湿。该设备具有如下特点：

1) 较用户自购的家用加湿设备加湿量大，更能满足相对湿度要求，且经过加湿的空气随风机盘管送风到达室内各个角落，湿度分布均匀。

2) 结构简单、可靠，设计使用与普通风机盘管系统完全相同，无须另外增加设备。

3) 耗水量小，一般型号仅 5kg/h，全天使用耗水量不过 100kg。

4) 排水方便，加湿器安装在风机盘管内部，通过风机盘管凝水盘即可实现排水。

5) 风阻力小，采用普通余压型风机盘管即可正常送风。

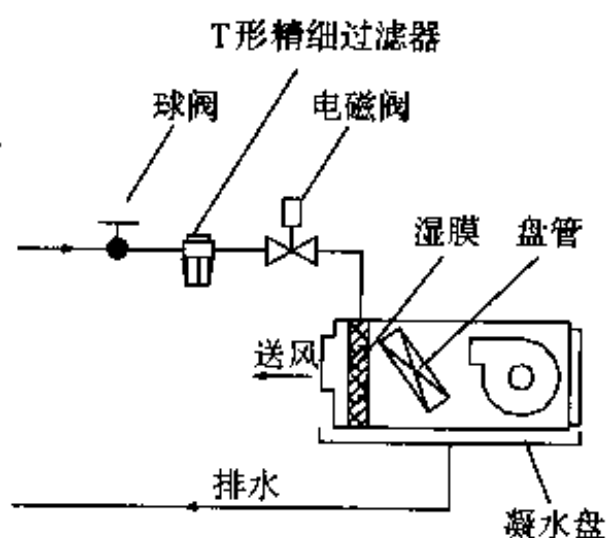


图 4-93 为风机盘管加湿器工作原理图示，表 4-77

为北京思探得公司开发研制的部分风机盘管加湿器的技术参数。

图 4-93 风机盘管加湿器工作原理图

表 4-77

型 号		SMF-200	SMF-300	SMF-400	SMF-500	SMF-600	SMF-800
性 能	额 定 风 量 (m <sup>3</sup> /h)						
	高	340	630	780	1020	1240	1360
	中	250	410	590	760	970	1100
	低	170	320	430	510	660	840
风 阻 力 (Pa)	高	13.8					
	中	9.3					
	低	4.8					
标 准 加 湿 量 (kg/h)	高	0.5	0.8	1.0	1.3	1.6	1.7
	中	0.4	0.6	0.8	1.0	1.3	1.4
	低	0.3	0.4	0.6	0.7	0.9	1.1
耗 水 量 (kg/h)		5		6			8
电 源		220V/50Hz					
功 耗		6W					

## (2) 新风换气机加湿器

新风换气机是一种带有高效热回收器、风机和空气过滤器，具有双向换气、空气净化及热回收功能的通风设备。新风换气机采用的热回收器一般为叉流式静止、平板热交换器，冷、热气体的运动方向相互垂直，在热交换器内气流属于湍流边界层内的对流换热性质，热交换充分，可以达到较高的热交换效率，一般显热交换效率可达 70%，可减少室内冷热量损失，具有明显的节能效果。双向换气风机可保证在向室内提供经过过滤的新鲜空气的同时，将等量的室内污浊空气排出室外，起到一机两用的作用。

当采用新风换气机为户式中央空调系统供应新风时，由于冬季送风温度较低，如济南地区在室外空调设计干球温度  $-10^{\circ}\text{C}$  时，送风温度仅为  $12.4^{\circ}\text{C}$ ，如采用湿膜或超声波式、高压喷雾式等型式的等焓加湿，即使加到饱和也无法达到用户要求，故只能采用电极或 PTC 电陶瓷加热的等温加湿方式。

新风换气机系列加湿器的工作原理是将用 PTC 电陶瓷加热而产生的蒸汽输送到新风换气机的室内新风送风口处，完成新风加湿过程。图 4-94 是其工作原理图示。该设备具有如下特点：

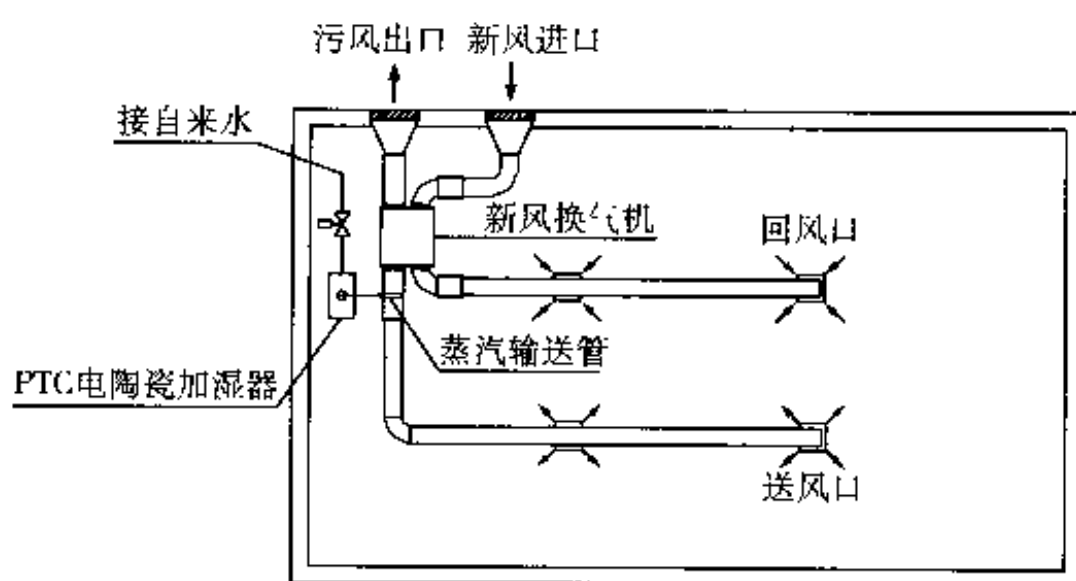


图 4-94 新风换气机加湿器工作原理图

- 1) 低温加湿性能好，可在  $10^{\circ}\text{C}$  左右的低温送风管道内完成等温加湿。
- 2) 风阻力小，蒸汽在 PTC 不锈钢箱体内产生后，仅通过蒸汽管送到新风换气机的新风送风管内，与干蒸汽加湿器的布置方式相同，对送风系统基本没有影响。
- 3) 耗水量小，除定期进行排污外，水全部转化为蒸汽。
- 4) 使用安全，无水时 PTC 电陶瓷表面温度不超过  $200^{\circ}\text{C}$ ，不会像电热管一样产生干烧火灾隐患。

表 4-78 是思探得公司开发的 SPT 电陶瓷加湿器的性能参数，当新风量超过  $600\text{m}^3/\text{h}$  时应采用电极式加湿器。

表 4-78

型 号	适用新风量 ( $\text{m}^3/\text{h}$ )	蒸汽发生量 ( $\text{kg}/\text{h}$ )	功率 ( $\text{kW}$ )	电 源
SPT-1.6	240 ~ 300	1.6	1.2	220V/50Hz
SPT-2.4	500 ~ 600	2.4	1.8	220V/50Hz

### (3) 全空气型户式中央空调加湿器

全空气型户式中央空调室内机为了降低噪声，风压一般都比较小，如在出风口上设置湿膜式加湿器对户式中央空调系统有较大影响，一般均采用 BYPASS 旁通方式加湿或采用电加湿。

旁通加湿的工作原理是将经过空调盘管加热后的空气一部分从旁通风管经过喷雾加湿段，利用送回风口的压力差形成旁通空气循环，实现加湿目的。图 4-95 表示吊顶安装的户式中央空调风管式室内机的加湿系统工作原理。该种加湿方式具有如下特点：

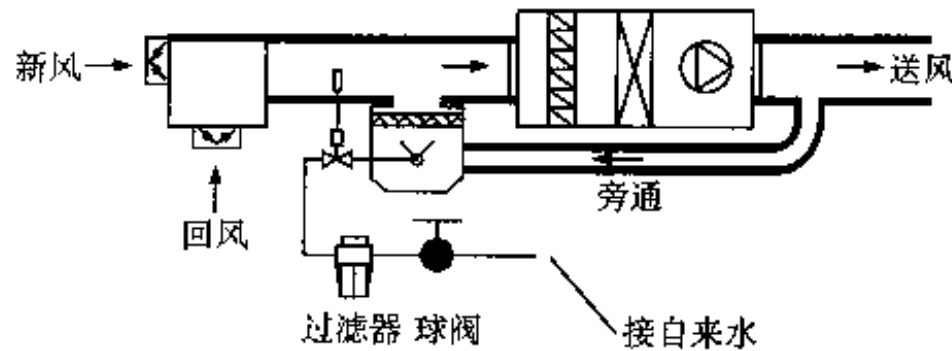


图 4-95 全空气型户式中央空调加湿器工作原理图

- 1) 风阻力小，旁通加湿器安装在出风管道的侧边，通过 BYPASS 系统旁通一部分空气到回风管道，送风系统无风阻力。
- 2) 耗水量小，加湿器采用压力喷雾加湿膜吸水二次汽化，所需喷水量极小。
- 3) 加湿可靠性高，整个设备无动力部件。

表 4-79 为思探得公司开发的全空气型户式中央空调加湿器的产品性能参数。

表 4-79

型号	空调机组风量 (m <sup>3</sup> /h)	旁通风量 (m <sup>3</sup> /h)	加湿量 (kg/h)	耗水量 (kg/h)	功率 (W)	电源
SMB-500	2000 ~ 3000	500	2	6	6	220V
SMB-1000	5000 ~ 6000	1000	4	11	6	220V

## 第 5 章 现代住宅通风

### 5.1 住宅室内空气品质

#### 5.1.1 住宅室内空气品质状况

人一生中 90% 的时间是在室内度过的，60% 的时间是在家庭中度过的，关注住宅室内空气品质具有重要意义，但由于各种因素，住宅室内空气品质不容乐观，人们对“健康住宅”提出了迫切要求。根据世界卫生组织（WHO）的定义，所谓“健康”就是指在身体上、精神上、社会上完全处于良好的状态，而并不是单纯指疾病或体弱。据此定义，“健康住宅”就是能使居住者在“身体上、精神上、社会上完全处于良好的状态的住宅”，具体说来，“健康住宅”应至少做到以下几个方面：引起过敏症的化学物质的浓度很低；尽可能使用环保型的胶合板、墙体装饰材料等；安装性能良好的通风换气设备，能将室内污染物质排出室外，特别是对高气密性、高隔热住宅来说，必须采用风管式的机械通风系统，进行定时的通风换气；在厨房、卫生间或吸烟处，要设置局部排气设备；在起居室、卧室、厕所、走廊、浴室等温度要全年保持在 17~27℃ 之间；室内的湿度全年保持在 40%~70% 之间；二氧化碳的浓度要低于 1000ppm；悬浮粉尘的浓度要低于每立方米 0.15mg；噪声要小于 50dB。目前我国住宅的室内空气品质不佳的主要原因有：

(1) 近 20 年来，特别是 1973 年能源危机之后，促使人们从各个方面寻找节约能源的途径，在建筑物节能方面，普遍地增加了建筑围护结构的隔热性、密闭性，尽量减少渗入室内的空气，从建筑热控制的角度，成功地达到了节约能源的目的。但随之而来的是室内空气质量的恶化。

(2) 随着城市化步伐的加快，人们不断地涌向城市，特别是大都市，使得城市人口密度过大，居住过分拥挤，大量的生活排放废物以及车辆交通的尾气排放等等，造成了城市空气质量从室内到室外的全面恶化，而室内空气的恶化程度通常达到室外空气的 5~10 倍。

(3) 工业文明的进步，把大量的石油产品、电器产品以及能够产生挥发性有机物（VOC）的日用品和涂料带入了人们的居室，这些产品给人们的日常生活带来了种种便利和消费上的满足感，但这些产品也在不断地生成各种各样的污染物质和有害物质，从而破坏了室内的空气质量，对居民的身体健康造成威胁。

(4) 各种类型的空调设备、空调系统在住宅中越来越多的使用，空调循环水系统及凝结水系统容易滋生出一种叫 LP 杆菌的水载细菌，散布到空气介质中成为气溶胶，被人们呼吸感染后，导致疾病甚至死亡。

(5) 随着物质生活的丰富，人们总要对住房进行不同程度的装修，各种装修材料的污染成为住宅室内一个主要污染源。

应该说，上述的有害物质、污染物质在室内空气中的含量通常是很低的，但它们依然是对人体健康的危害，特别是室内通风条件不好，这些有害污染物质逐渐积累形成一种积聚效应，使有些人出现不同程度的头疼、呼吸道感染、恶心、过敏、皮炎等诸多症状。世界卫生组织（WHO）将上述症候群统称为“致病性建筑物综合症（Sick Building Syndrome）”，此外，还有“建筑物关联症（如军团病）”、“多元化学物质过敏症”等各种形式的空调病，也都是和室内空气质量的下降密切相关的。

### 5.1.2 住宅常见污染物及危害

根据目前我国建筑材料、装饰材料的使用情况分析，对室内环境造成严重污染的物质，大致有以下几种：

#### (1) 甲醛

性质：无色易溶的刺激性气体，可经呼吸道吸收，其水溶液“福尔马林”可经消化道吸收。

危害：长期接触低剂量甲醛可引起慢性呼吸道疾病、女性月经紊乱、妊娠综合症，引起新生儿体质降低、染色体异常，甚至引进鼻咽癌。高浓度甲醛对神经系统、免疫系统、肝脏等都有毒害。甲醛还有致畸、致癌作用。长期接触甲醛的人，可能引起鼻腔、口腔、鼻咽、咽喉、皮肤和消化道的癌症。

来源：用作室内装饰的人造板材及以甲醛为主要成分的粘合剂；含有甲醛成分并可能向外界散发的其他各类装饰材料，比如贴墙布、贴墙纸、化纤地毯、泡沫塑料、油漆和涂料等。

燃烧后会散发甲醛的某些材料，比如香烟及一些有机材料。

污染状况：宾馆装修后，峰值可达  $0.85\text{mg}/\text{m}^3$  左右，使用一段时间后可降至  $0.08$  以下。一般住宅装修后可达  $0.2$ ，个别也可高于  $0.8$ 。北京大学对本校装修后居民楼的抽检表明，室内空气中甲醛超标率达  $70\%$  左右。

标准： $0.08\text{mg}/\text{m}^3$ （《居室空气中甲醛的卫生标准》，1996）

#### (2) 苯

性质：无色具有特殊芳香味的液体，是室内挥发性有机物的一种。

危害：在通风不良的环境中，短时间吸入高浓度苯蒸气可引起以中枢神经系统抑制作用为主的急性苯中毒。轻度中毒会造成嗜睡、头痛、头晕、恶心、呕吐、胸部紧束感等，并可有轻度黏膜刺激症状。重度中毒可出现视物模糊、震颤、呼吸浅而快、心律不齐、抽搐和昏迷。严重者可出现呼吸和循环衰竭，心室颤动。

来源：装修中使用的胶、漆、涂料和建筑材料的有机溶剂。

#### (3) 氡

性质：氡是由镭衰变而产生的自然界惟一的天然放射性惰性气体，没有颜色，也没有任何气味。常温下氡及子体在空气中能形成放射性气溶胶而污染空气，易被呼吸系统截留，并在局部区域不断累积而诱发肺癌。科学研究表明，氡对人体的辐射伤害占人体一生中所受到的全部辐射伤害的  $55\%$  以上，其诱发肺癌的潜伏期大多都在  $15$  年以上，氡是导致人类肺癌的第一大“杀手”，是除吸烟以外引起肺癌的第二大因素，世界卫生组织把它列为使人致癌的  $18$  种物质之一。

危害：氡对人体健康的危害主要表现为确定性效应。确定性效应表现为在高浓度氡的



暴露下，机体出现血细胞的变化。氡与人体脂肪有很高的亲和力，特别是氡与神经系统结合后，危害更大。随机效应主要表现为肿瘤的发生。由于氡是放射性气体，当人们吸入体内后，氡衰变产生的阿尔发粒子可对人体的呼吸系统造成辐射损伤，诱发肺癌。

来源：从房基土壤中析出的氡；从建筑材料中析出的氡；从户外空气中进入室内的氡；从供水及用于取暖和厨房设备的天然气中释放出的氡，这方面，只有水和天然气的含量比较高时才会有危害。

标准：新建筑物， $100 \text{ Bq/m}^3$ （《住房内氡浓度控制标准》，1996）

旧建筑物， $200 \text{ Bq/m}^3$ （《住房内氡浓度控制标准》，1996）

#### （4）建材的放射性

性质：各种石材由于产地、地质结构和生成年代不同，其放射性不同。经检测，石材中的放射主要是镭、钍、钾三种放射性元素在衰变中产生的放射性物质。如可衰变物质的含量过大，即放射性物质的“比活度”过高，则对人体是有害的。

危害：天然石材中的放射危害主要有两个方面，即体内辐射与体外辐射。

来源：各种天然石材、洁具、瓷砖、混凝土。

国家规定，天然石材分 A、B、C 三类。A 类用于室内，B 类用于室外，C 类用于河堤。但目前家装市场上的石材大多无特别标注。

#### （5）挥发性有机物（VOC）

挥发性有机物包括烷、烯等有机物总和。在非工业室内环境中，由于工业建材的大量使用，可有 50~300 种之多。VOC 对人体的影响包括：眼睛和呼吸道刺激、头痛、眩晕、视力损坏、记忆损伤、癌伤、癌症。VOC 的来源很多，也很复杂，现国内还无相关标准。

上述有害物质中的部分（如：放射性辐射、甲醛等）通常会在室内存在几年的时间。因此，人们将长时间受到这些有害物质的影响。由于人体的感觉器官无法全面感觉到上述有害物质的存在，它们对人体的危害具有隐蔽性和潜伏性。重大疾病可能在十年或更长的时间内发生，或因为基因突变和孕妇受到污染造成新生婴儿畸形和其他先天性疾病。儿童和老年人由于抵抗力较差，更易受到危害。

我国目前室内环境的研究还处于起步阶段，相关的政策、法规和标准还没有完善。另一方面，由于建筑材料供应商、家具公司、装修公司鱼龙混杂；材料的质量和施工工艺参差不齐，使得我国的室内环境污染尤其严重。

### 5.1.3 提高住宅室内空气品质的途径

提高室内空气品质的途径，根本的一条是要消除污染源。但完全根除污染源是不可能的，保持室内空气流通，有利于室内有害气体散发和排出，可以缓解或减少室内污染对人体的伤害。另外还可以采用各种有助于提高室内空气品质的设备。

市场上见到的提高住宅室内空气品质的设备是各式各样的室内空气净化器。依据净化器净化对象、净化方法，可对现有的室内空气净化器作如下分类：

#### （1）静电式室内空气净化器

通过电晕放电使空气中尘粒带正电荷，利用集尘装置捕集带电粒子，达到净化空气的目的。

#### （2）机械式室内空气净化器

以多孔性滤材（无纺布、滤纸等材料）通过风机使空气通过滤材，从而将尘粒从空气

中分离出来，达到净化的目的。

### (3) 物理吸附式净化器

利用活性炭一类的高比表面积、高孔隙率吸附材料对有害气体进行吸附，因属物理性吸附，吸附稳定性差，易脱附。

### (4) 化学吸附式净化器

在物理吸附材料表面浸泡活性化学物质以及分子筛（天然或人工合成的）对有害气体进行化学性吸附，吸附过程中，发生相应的化学反应以催化分解、中和有害气体，其吸附方式属化学性吸附，因而吸附稳定，不易脱附。

### (5) 负氧离子空气净化器

人工方法造成强电场（如电晕），使空气中的中性分子失去一个外层电子，该分子成为基本正离子，失去的电子与另一个中性分子结合成为基本负离子，再与某些中性分子结合成为负离子。研究表明，对人体有益的是负氧离子，能使人感到空气清新。

由于以下两点，绝大部分的空气净化产品难以达到理想的空气净化效果。

#### (1) 滤材限制

1) 中效、高效净化材料 这类材料的功能仅仅在于捕集滤除尘粒，对于室内空气污染中比较突出的有害气体以及分子甚至是离子状态存在的污染物质是无能为力的。

2) 活性炭 活性炭具有良好的吸附性能，但如果选用颗粒活性炭，它的比表面积有限，因而吸附很快达到饱和，要求经常更换滤芯，采用碳纤维，其比表面积高达  $1000\text{m}^2$  以上，吸附性能极强，但足够数量的活性炭纤维滤层将形成巨大的空气阻力，反而阻碍了整机净化功能的发挥。

3) 分子筛（人工的或合成的） 用分子筛进行吸附，因属于化学性吸附，是可以取得较好的效果的，问题有两个：一是分子筛在静态吸附情况下，效果较好，在由风机送风的情况下，其吸附效果还有待于验证；二是人工合成分子筛价格昂贵，天然分子筛由于不同区域的原矿在制成天然分子筛的过程中，其加工方法特别是焙烧时的升温曲线是彼此不同的，这使得天然分子筛在吸附性能及孔隙率方面难以把握。

4) 电除尘及负离子方法 通过放电捕集尘粒，只能解决尘埃问题，不能解决有害气体及污染物问题，还会造成臭氧释放这一新的污染源。

#### (2) 风机选择的限制

空气净化器的风机选用时功率和噪声是两个基本考虑因素，足够的功率是使被净化空间的空气通过净化器净化系统的必要条件，但大功率风机常常伴随大的噪声污染，厂家为了迎合消费者对噪声问题的敏感性，经常要在风机功率上让步。功率的不足有时还要加上过滤系统较强的风阻，造成空气净化器的风机实际风量较小，系统无法在一定的室内空间形成足够的空气环流，也就无法使需要净化的空气全部穿过净化系统。经常的情况是净化器正面送出净化后的空气，由于出风口风速缓慢，送出的气流很快被净化器回风口吸入，再度送入净化系统，也就是说，净化器总在不断循环净化着自身周边很小范围的一些空气，而对较远一点的空气则无法净化。

因此，室内空气净化器的实用效果并不理想，主要是由于净化材料的诸多不足以及风机选择失误造成的。通过室内空气净化的方法来改善室内空气品质并非最佳的选择。

提高室内空气品质最简单、最有效的办法，就是加强室内的通风，不断地向房间补充

新鲜空气，同时置换出室内原有的低质量空气。虽然因为城市大气也受到工业排放的污染致使质量亦有不同程度的下降（部分高污染的工业区除外），但一般情况下还是大大高于室内的空气质量。改善通风能有效地改善室内空气的质量，丹麦的 P. O. Fanger 教授通过研究表明，随着通风量的增加，人们对室内空气质量的不满意程度在迅速下降，最后达到很低的水平。住宅通风不应仅仅体现在打开门窗进行换气，或者简单地设个排气扇解决，随着住宅密闭性及住宅在高度方向上的伸展，住宅通风应该进行良好地组织，在这方面，我国的重视还不够。

## 5.2 住宅通风

### 5.2.1 住宅通风量

#### 5.2.1.1 住宅室内空气质量标准

各国相关的标准规定有：

美国 ASHRAE STANDARD 62—1981：当  $\text{CO}_2$  浓度为 0.25% 时，所需通风量为  $8.49\text{m}^3/(\text{h}\cdot\text{人})$ ；

在允许抽烟的场合，新风量为  $25.2 \sim 63\text{m}^3/(\text{h}\cdot\text{人})$ 。

日本建筑基本法：

自然通风的居室： $\text{CO}$  浓度 50ppm， $\text{CO}_2$  浓度 5000ppm。

机械通风和空调的居室：浮游粉尘  $0.15\text{mg}/\text{m}^3$ ， $\text{CO}$  浓度 10ppm， $\text{CO}_2$  浓度 1000ppm，风速  $0.5\text{m}/\text{s}$ 。

俄罗斯：

夏季当细菌总数小于  $2500$  个/ $\text{m}^3$  为清洁空气，大于  $2500$  个/ $\text{m}^3$  为污染空气。

冬季当细菌总数小于  $4500$  个/ $\text{m}^3$  为清洁空气，大于  $7000$  个/ $\text{m}^3$  为污染空气。

中国：

《旅店业卫生标准》（GB 9663—88）：三级以上旅馆  $\text{CO}_2$  浓度 1000ppm，可吸入颗粒物  $0.15\text{mg}/\text{m}^3$ ，细菌总数不超过  $2000$  个/ $\text{m}^3$ 。

《民用建筑工程室内环境污染控制规范》（GB 50325—2001）规定受控制的室内环境污染物质有氡（ $\text{R}_n - 222$ ）、甲醛、氨、苯和总挥发性有机化合物（TVOC）。

该标准对住宅室内环境污染物质浓度限量标准的规定如下：

氡	$\leq 200\text{Bq}/\text{m}^3$
游离甲醛	$\leq 0.08\text{mg}/\text{m}^3$
苯	$\leq 0.09\text{mg}/\text{m}^3$
氨	$\leq 0.2\text{mg}/\text{m}^3$
TVOC	$\leq 0.5\text{mg}/\text{m}^3$

#### 5.2.1.2 通风量计算

##### (1) 居室自然通风

采用自然通风的居室，其包括可开启外窗的有效开口面积应大于居室地板面积的  $1/20$ 。当有效开口面积不能满足此要求时，居室应有自然通风进风口和排风口，其面积按下式计算：

$$A_v \geq \frac{A_f}{250\sqrt{h}} \quad (5-1)$$

式中  $A_v$ ——进、排风道有效截面积 ( $m^2$ );  $A_f = A - 20a$

$A$ ——居室面积 ( $m^2$ );

$a$ ——包括可开启外窗等有效开口面积 ( $m^2$ );

$h$ ——进风口中心至排风道顶部出风口的高差 (m)。

## (2) 居室机械通风

一般确定机械通风房间的通风换气量,有三种方法:

### (a) 经验数据法

表 5-1 列出第 11 版《空气调和, 卫生工学设计手册》刊载的住宅通风换气量。

住宅通风换气量

表 5-1

房 间	通风换气量 ( $m^3/h$ )	换气次数 ( $h^{-1}$ )	最大换气量条件
双人卧室	5~60	0.2~2.4	室内 2 人, 1 人抽烟
单人卧室	5~30	0.2~1.2	室内 1 人, 抽烟
起居室	10~150	0.5~7.5	室内 5 人, 2 人抽烟
日式客厅	5~60	0.2~2.4	室内 2 人
厨房送风	20~100	0.5~3	
厨房灶台排风	150~500		
浴 室	10~100		夏季人浴时和人浴后
厕 所	10~30		使用厕所时

国内有文献认为,浴室的换气次数为  $10h^{-1}$ , 洗手间为  $10h^{-1}$ , 厕所为  $15h^{-1}$ , 洗涤和干衣间为  $5h^{-1}$ 。

以上给出的数据比较粗略, 选择范围较大, 现根据房屋类型给出满足人们日常生活的最小通风量, 见表 5-2。

表 5-2

房 屋 类 型	最小排风量 ( $m^3/h$ )				
	厨 房 最小/最大	浴 室 连或不连卫生间	其 他 盥洗室	卫生间 单 个	卫生间 多 个
一室户	20/75	15	15	15	15
一室一厅	30/90	15	15	15	15
二室一厅	45/105	30	15	15	15
三室一厅、二室二厅	45/120	30	15	30	15
四室一厅、三室二厅及以上	45/135	30	15	30	15

### (b) 经验公式法

按下式计算房间机械通风量:

$$V \geq \frac{20A_f}{N} \quad (5-2)$$

式中  $V$ ——有效通风量 ( $\text{m}^3/\text{h}$ );

$A_f, A, a$  同式 (5-1);

$N$ ——人均居室面积 ( $\text{m}^2$ ), 当  $N > 10$  时, 仍取  $N = 10$ 。

(c) 按室内  $\text{CO}_2$  浓度确定换气量

机械通风居室的  $\text{CO}_2$  允许浓度为 1000ppm, 即 0.1%。当每人的  $\text{CO}_2$  发生量为 14L/h 时, 计算得出的每人最低换气量为  $20\text{m}^3/\text{h}$ 。日本建设省在其颁布的《居住和设备指导方针》中规定居室的每人必要换气量为  $18\text{m}^3/\text{h}$  以上, 相当于换气次数  $0.5\text{h}^{-1}$ 。

有的文献认为, 根据人体生理活动产生  $\text{CO}_2$  量和允许浓度, 每人必要的新风量为  $30\text{m}^3/\text{h}$ , 当家里有小孩时, 可取人均最低  $20\text{m}^3/\text{h}$  新风量。通常可取  $25\text{m}^3/(\text{h}\cdot\text{p})$ 。

(3) 厨房通风量的计算

厨房通风量应根据燃气用具产生的废气量按式 (5-3) 计算确定。

$$V = KQ \quad (5-3)$$

式中  $V$ ——厨房通风量 ( $\text{m}^3/\text{h}$ );

$K$ ——各种燃料的理论废气量 ( $\text{m}^3/\text{kJ}$ ) 与不同通风方式对应的通风系数的乘积。排油烟机与带排风管的排风扇通风系数为 30, 外窗上安装排风扇时通风系数为 40。

$Q$ ——各种燃气用具的燃料消耗量, 以  $\text{kJ}/\text{h}$  计。各种燃料的理论废气量如表 5-3, 各种燃气用具的燃料消耗量 (以热量  $\text{kJ}/\text{h}$  计) 如表 5-4。

燃料理论废气量

表 5-3

燃料名称	低位发热值 ( $\text{kJ}/\text{Nm}^3$ )	理论烟气量 (湿/干) ( $\text{Nm}^3/\text{Nm}^3$ )	理论空气量 ( $\text{Nm}^3/\text{Nm}^3$ )
炼焦煤气	17700	4.88/3.76	4.21
直立炉煤气	16200	4.44/3.47	3.80
水煤气	10400	3.19/2.19	2.16
发生炉煤气	5800	1.98/1.84	1.16
液化石油气	114000	30.04/25.87	28.94
干井天然气	36600	10.64/8.65	9.64
油田伴生气	48500	13.73/11.33	12.52

注: 表中数值为理论计算值, 仅作参考, 实际计算以各地煤气公司提供数值为准。

居民住宅燃气用具用气量

表 5-4

燃气用具名称	用气量 ( $\text{kJ}/\text{h}$ )	燃气用具名称	用气量 ( $\text{kJ}/\text{h}$ )
单眼燃气灶 (人工煤气)	9210 ~ 11300	搪瓷双眼灶 (混人工气)	21350
单眼燃气灶 (油田伴生气)	18840	双眼燃气灶 (天然气)	20100
单眼燃气灶 (液化石油气)	11720	家用烤箱	15660
双眼燃气灶 (液化石油气)	18420	自动热水器 ( $40^\circ\text{C}$ , 180L/h)	35540
双眼燃气灶 (焦炉气)	23450	热风采暖炉	14650

注: 表中数值仅作参考, 以实际选用的燃气用具为准。

日本文献中提供的公寓式住宅的厨房必要换气量为  $300 \sim 450\text{m}^3/\text{h}$ ，我国行业标准 QB/T1816-93 规定的厨房排油烟机的必要通风量为  $250\text{m}^3/\text{h}$ 。

### 5.2.2 住宅机械通风系统

国内住宅大多仅在厨房、卫生间采用机械通风系统，并且仅是简单地设置排油烟机、通风器而已，卧室、起居室等很少考虑有组织地通风，但也有一些高级住宅开始采用居室的机械通风系统。

#### 5.2.2.1 机械通风原则

不管采用哪一种通风设备，通风系统都应做到：带给室内充足的新鲜空气；驱除无异味、有毒气体以及各种污染；延长建筑物的寿命，尤其是防止建筑物的发霉；符合建筑节能规范的要求；具有高可靠性、低能耗、低噪声。为此，住宅机械通风应该遵循一定的原则。

##### (1) 通风路径

通风路径应使新鲜空气首先进入起居室、卧室等人员活动场所，而从厨房、卫生间排出。这无论对于自然通风还是机械通风都是一样的。

##### (2) 通风风量

既要保证厨房、卫生间使用时的通风量，又要满足人们日常生活所需的新鲜空气量。

##### (3) 通风时间

除了保证厨房、卫生间使用时的通风，还要尽可能全天 24 小时按前述两项原则连续通风。

#### 5.2.2.2 机械通风系统模式

##### (1) 既送又排

通风模式如图 5-1。属于此种模式的通风系统型式有带有独立新风系统、厨卫连续排风的风机盘管加新风系统（集中冷源或户式中央空调系统）；有新风吸入、厨卫连续排风的全空气型户式中央空调系统；采用新风换气机的户式机械通风系统等；带有热回收的户式空调通风换气系统等。

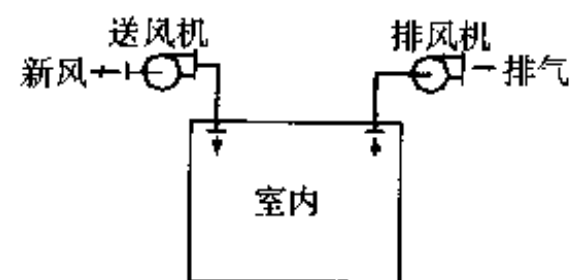


图 5-1 既送又排通风模式

##### (2) 只送不排

通风模式如图 5-2。属于此种模式的通风系统形式如不设连续排风的风机盘管加新风系统、户式中央空调系统等。

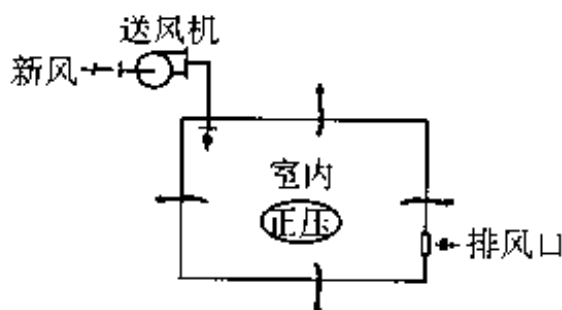


图 5-2 只送不排通风模式

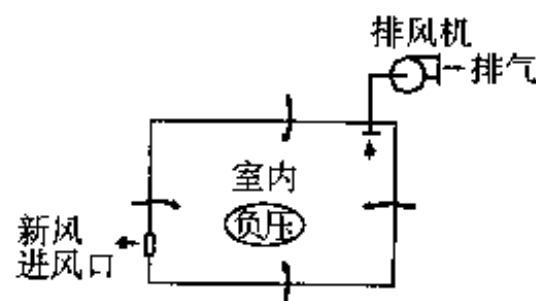


图 5-3 只排不送通风模式

##### (3) 只排不送

通风模式如图 5-3。属于此种模式的通风系统形式除了最常见的仅设厨卫排风设备的方式外，较为合理的应属带有自平衡式或湿控式进风口的户式中央机械通风系统。

### 5.2.2.3 机械通风的系统形式

#### (1) 独户水平风管方式

如图 5-4，其优点是防火性能好，通过风管蔓延火灾的可能性小；节省竖井风道占用的室内空间；户间相互的影响小，有利于住宅私密性；物业管理方便；缺点是可能会造成多层或高层住宅排风交叉污染，尤其在非供暖期外窗开启时；由于我国住宅层高一般只有 2.8m，敷设的水平风管较长时将占用室内高度空间。目前国内要求不高的多层住宅的厨房排油烟机大多直接排出室外，可以看做这种方式的简单形式。一些高级住宅、别墅等，采用户式中央空调系统或户式中央通风系统，一般采用此种布置方式。

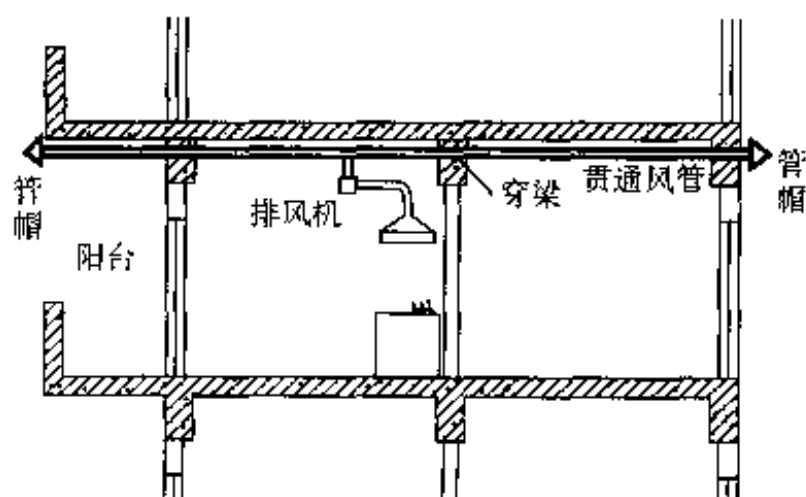


图 5-4 水平风管系统形式

图 5-4 所示为一贯通室内的水平风管系统，两端均开口，适用于超高层住宅或风大的地区。

水平风管穿过外墙排至室外时，应在室外排气口设置避风和防止污染环境的构件（管帽）。管帽有多种形式可供选择，材料为铝合金、不锈钢、树脂等，可配装带 70℃ 熔断机构的防火阀，也可配装防虫铁丝网和百叶窗等。

#### (2) 共用竖向风道系统

多层、特别是高层住宅厨房、卫生间排风的主要形式。由于在多台排油烟机同时运转时，有回流和泄漏现象发生，该系统的使用曾受到限制。近年来，随着新型竖井风道的研制，并考虑到油烟直排污染外墙面，有碍城市观瞻的原因，竖向通风系统又得到重视。

图 5-5 是目前设计中应用较多的两种共用排烟道做法，5.2.4 节将予以详述。

#### (3) 组合通风系统

对于整个套型的送排风设计，常采用以上两种布置形式的组合形式。

### 5.2.3 户式中央机械通风系统

户式中央机械通风系统的概念是对应于户式中央空调系统提出的，有别于普通住宅仅

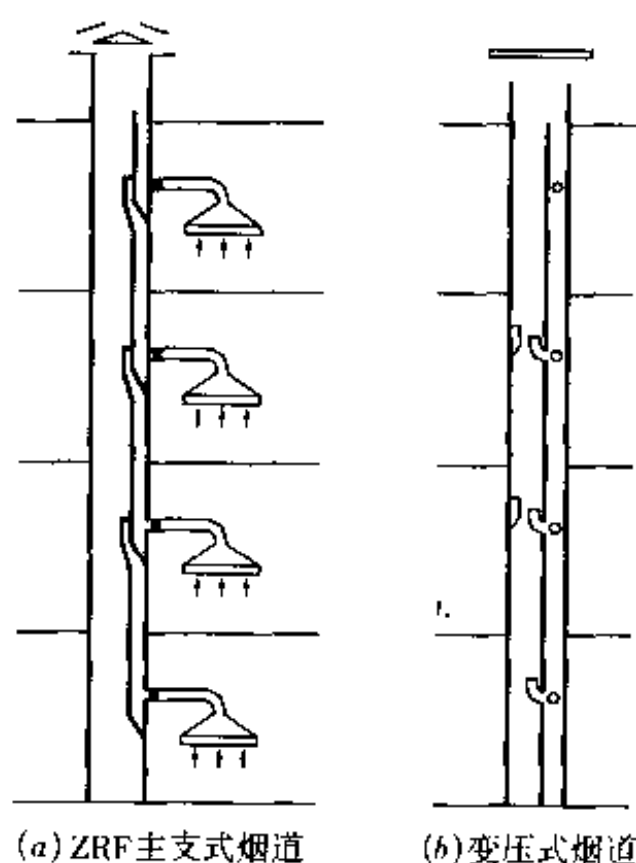


图 5-5 共用排烟道形式

针对厨房、卫生间局部地点、集中时间的通风换气方式，而是将整个住宅套型作为机械通风的整体考虑，保证一定的通风风量、合理的进排气气流组织、连续通风的效果，同时兼顾节能、降噪、净化、甚至加湿等各方面的要求，是高级住宅、中小型公共场所等理想的通风方式。

在北欧地区对讲究居住质量和节约能源比较重视的国家里，户式中央机械通风系统存在至今已有 50 多年的历史了。20 世纪 70 年代引进法国后，发展非常迅速，目前在法国的住房建筑中普遍装有户式中央机械通风系统。

### 5.2.3.1 采用新风换气机的户式中央机械通风系统

新风换气机既可以作为户式中央空调系统的新风、排风设施，也可以为一般空调、采暖住宅提供通风换气，具有换气、节能、空气净化等功能。新风换气机的形式有窗式、外挂式、吊顶式、立柜式、组合式等多种形式，风量从  $100\text{m}^3/\text{h}$  到  $10000\text{m}^3/\text{h}$  不等，适用于从  $15\text{m}^2$  到  $1000\text{m}^2$  左右的建筑单元。图 5-6~5-8 分别为窗式、外挂式、吊顶式的安装图示。

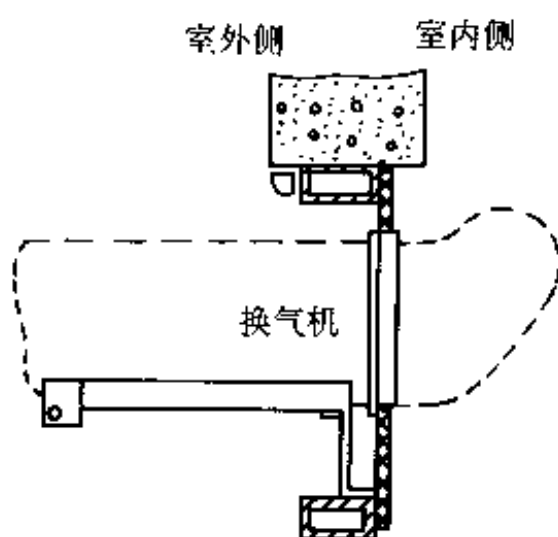


图 5-6 新风换气机窗式安装

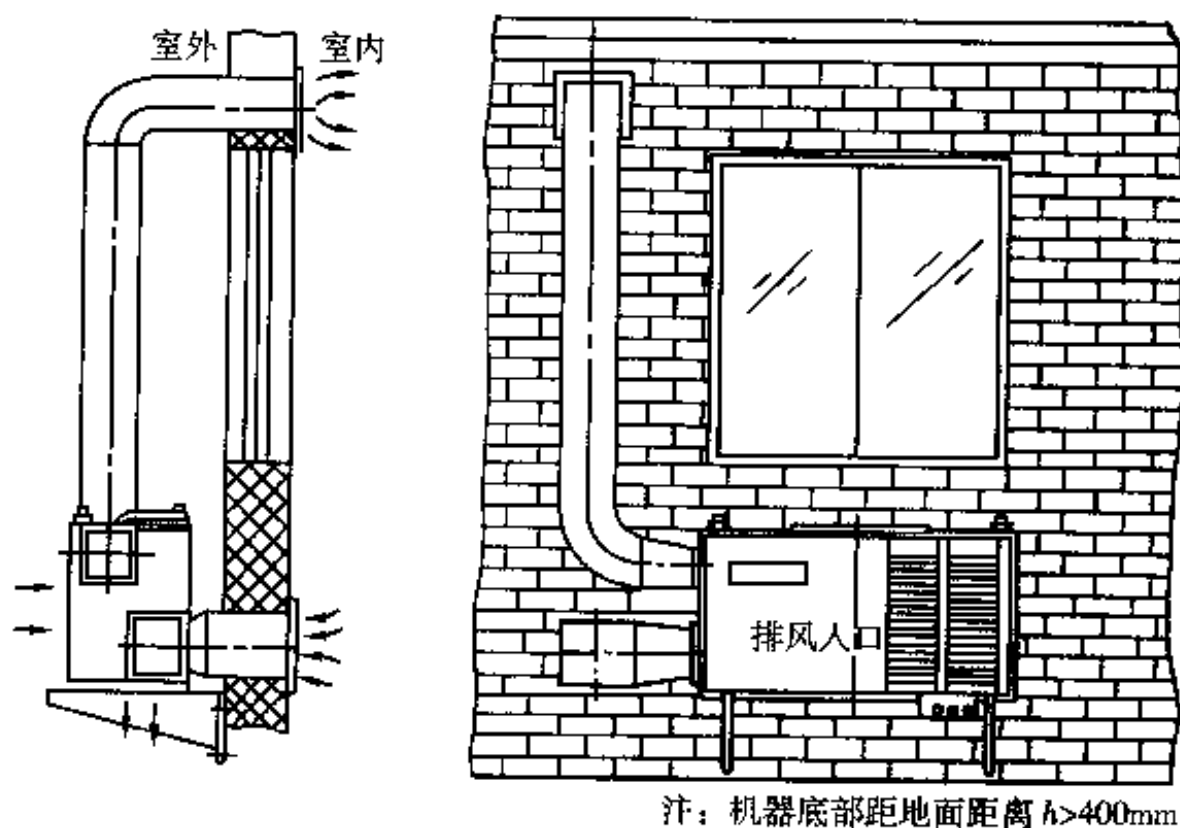


图 5-7 新风换气机外挂式安装



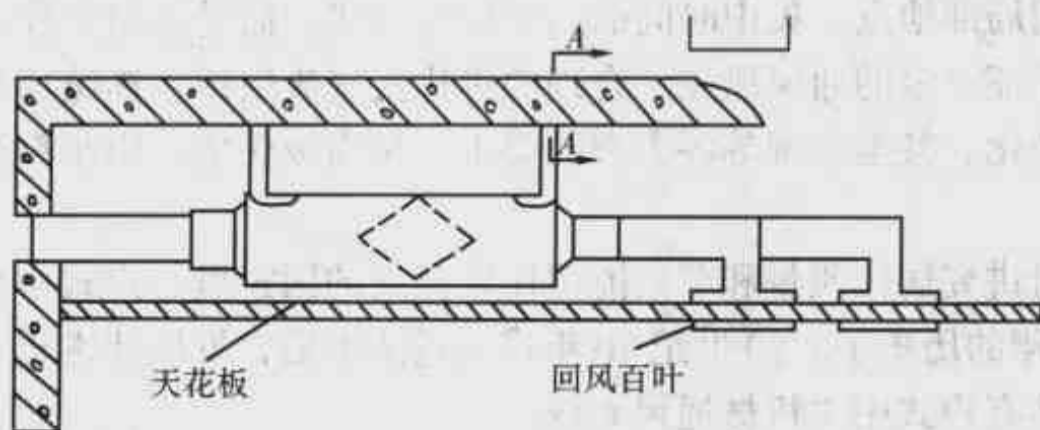


图 5-8 新风换气机吊顶式安装

#### 5.2.3.2 带热回收功能的空调通风换气系统

带热回收功能的空调通风换气系统综合全空气型的户式中央空调系统和新风换气系统的特点，具有制冷、制热、强制通风、热回收、空气过滤等功能，产品以法国爱迪士（ALDES）公司的 ALDES 调温系统为代表。产品为一体式结构，如图 5-9。



图 5-9 ALDES 调温系统主机

#### 5.2.3.3 带自平衡式进风口的户式中央机械通风系统

法国爱迪士公司产品，为别墅、高级住宅提供连续、无噪声通风。

带自平衡式进风口的户式中央机械通风系统，排风机通常安装于屋顶（别墅）或吊顶内（常规住宅），室外新风通过自平衡式进风口进入各主要房间。自平衡式进风口能保证恒定的新风量，且与外界的气候条件及室内的居住情况无关。一般每个进风口的进风量为  $30\text{m}^3/\text{h}$  或  $15\text{m}^3/\text{h}$ 。进风口与一外盖板（或盖板导流板）相配，进风口通常装在房间窗户上边，避免因“穿堂风”造成的不舒适。安装时，必须先开一长方形穿墙或窗扁孔，以保证户外新风的进入。

#### 5.2.3.4 带湿控式进风口的户式中央机械通风系统

带湿控式进风口的户式中央机械通风系统，排风机通常安装于吊顶内，通过管道与一系列可供调节湿度的排风口相连。这些排风口主要安装于厨房、浴室、卫生间，根据室内湿度自动排风。室外新风通过设于各主要房间的湿控式进风口进入室内（卧室、起居室）。

用室内相对湿度控制排风的做法是基于这样一种事实，即各种污染物的散发量与水蒸气量的大小成正比（厨卫除外）。

湿控式进风口不仅能为室内送入新鲜空气，还可根据湿度指标，把新风分配到各个房间，新风不再是平均分配的，它会根据各房间人员的不同活动状况以及各房间的不同温度等情况进行调节。湿控式进风口内的一组尼龙带是一种对湿度极其敏感的材料（如同头发丝），进风口测得尼龙带所在房间内的相对湿度后，即根据这一参数调节进风口的开度大小。

法国爱迪士的户式中央机械通风系统强调了通风的连续、静音、节能，排风量并不大，表 5-5 是其推荐的住宅排风量。该排风量是在连续排风条件下的数值，不包括排油烟机工作时的排风量。

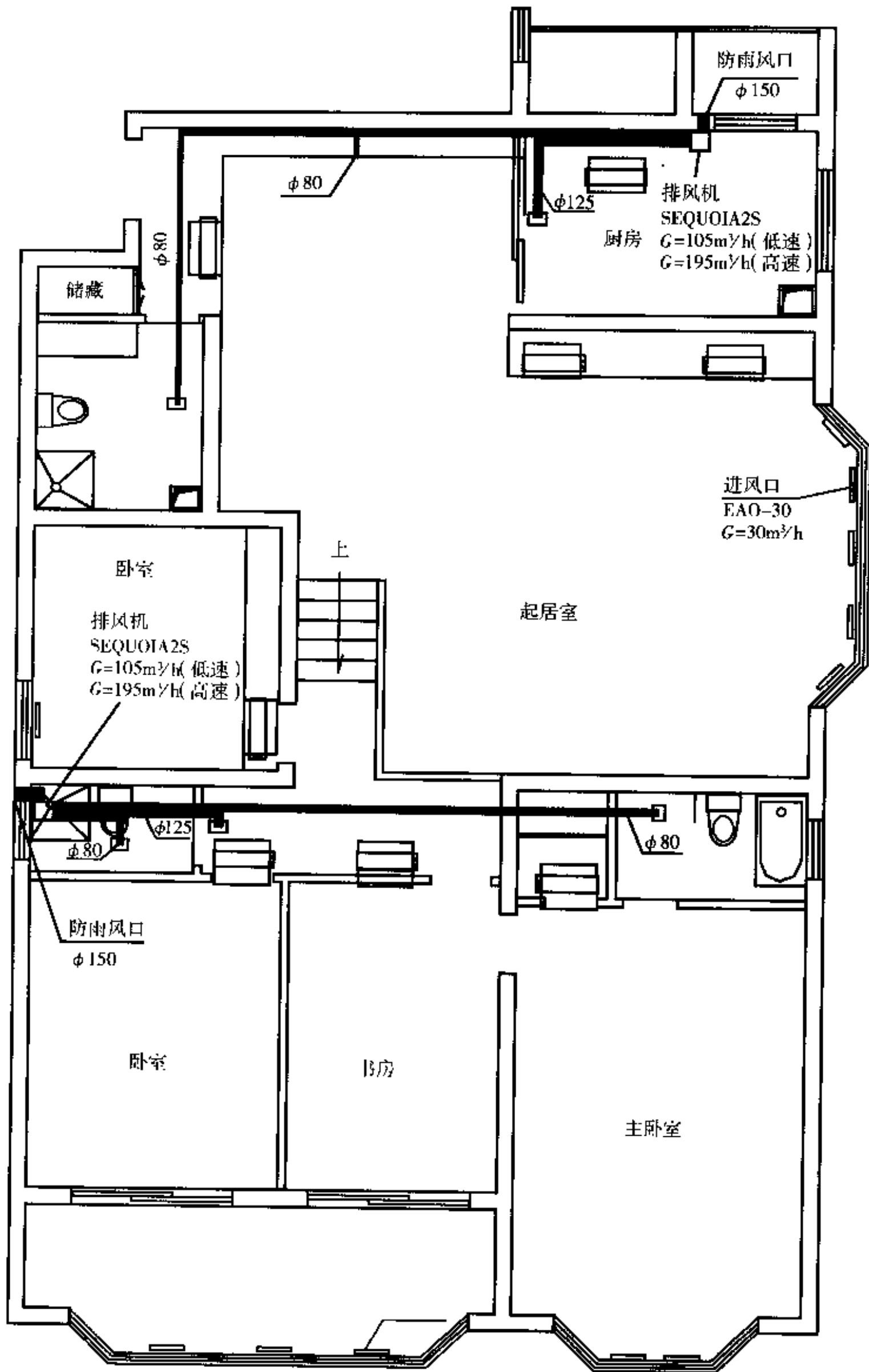


图 5-10 户式中央机械通风户型图

表 5-5

房屋类型	排风量 (m <sup>3</sup> /h)				
	厨房 最小/最大	浴室连或 不连卫生间	其他 盥洗室	卫生间 单个	卫生间 多个
1室户	20/75	15	15	15	15
1室1厅	30/90	15	15	15	15
2室1厅	45/105	30	15	15	15
3室1厅	45/120	30	15	30	15
4室1厅	45/135	30	15	30	15

排风口一般位于厨房、卫浴房间，排风口的口径根据排风量要求确定。排风口也有两种：自平衡式和湿控式。所有排风口上均安装有空气流量控制元件（自平衡式硅胶薄膜），该元件可自动平衡排风口及管道内的空气流量。一般来说排风口的最佳安装位置是离地面至少 1800mm，风口的边框距两边墙壁至少 100mm。

对于独立式住宅，通风机组通常装在卫生间或厨房的吊顶内或阁楼内。所有的排风口均通过软管连接到机组上，室内污浊空气通过管道被排至户外，或穿墙或房顶。

对于多、高层住房：每一层、每套住房的排风口连接到位于管道井的垂直通风管（或风道）上，这些垂直风管出屋顶后，由排风机排出。

图 5-10 为一套采用户式机械通风系统的户型图。

#### 5.2.4 厨房通风

##### 5.2.4.1 共用竖向排烟道

图 5-5 所示两种共用排烟道，其中 (a) 为主、支烟道结构，简称 ZRF 主支式烟道，为目前大多数地区标准设计部门推荐的住宅烟道做法。(b) 为建设部城镇住宅研究所研制的专利排烟道，因烟道基于变静压原理，简称为变压式烟道。

##### (1) 结构比较

两种共用烟道（多层住宅用）的结构比较

表 5-6

	主支式烟道	变压式烟道
结构材质	玻璃纤维网格布增强水泥砂浆预制烟道	22号龟甲钢丝网增强水泥砂浆预制烟道
烟道单节长度 (m)	2.8	2.8
烟道截面外形尺寸 (mm)	350 × 250	500 × 300
主烟道通风截面积 (m <sup>2</sup> )	0.22 × 0.23 = 0.05	0.25 × 0.27 = 0.0675
支烟道通风截面积 (m <sup>2</sup> )	0.1 × 0.23 = 0.023	0.205 × 0.27 = 0.05535
烟道壁厚 (mm)	10	15
烟道单节重量 (kg)	140	170
构造特点	1 支烟道接口设百叶止回阀 2 支烟道长约 2.8m 3 支烟道出风向上 4 屋面风帽抗风性能好	1 支烟道接主烟道处设有导风弯头与变压板（各层不相同） 2 屋面风帽构造简单，抗风性能差

##### (2) 排烟性能原理比较

1) 主支式烟道排烟性能。各层排油烟机吸烟罩吸入的油烟先经塑料波纹软管，吹开

百叶式止回阀塑料百叶片，流入支烟道，各层支烟道长度除顶层外均相当于住宅的层高，各层烟气均需经过较长的支烟道，再汇流入主烟道，主烟道流量从下至上逐层加大。由于较长的支烟道对倒流的油烟有较大的阻力，使得倒流风量大大减少。但由于支烟道入口处的百叶止回阀不够严密（尤其是百叶片表面有油污粘连，开关失灵时，又不易被发现，更为严重），因而凡停用的排油烟机吸风口仍会产生串烟串味，只是比独眼砖烟道好得多。下层烟气较之上层烟气经过的烟道较长，所需克服的沿程阻力和局部阻力较大，使得排油烟机的排风量减少。并且在只有底层用户停机而其他用户均开机时，该用户处最容易发生倒烟串味。

2) 变压式烟道排烟性能。变压式烟道也呈主支式结构，但主要特点是在支烟道与主烟道的连接处设有导风弯头和变压板。依据空气动力学中动静压转换的原理，即：

$$P_q = P_j + P_d$$

式中  $P_q$ ——任一流通截面处气流的全压值 (Pa)；

$P_j$ —— $P_q$  截面处的静压值 (Pa)；

$P_d$ —— $P_q$  截面处的动压值 (Pa)。

而动压值

$$P_d = \frac{1}{2} \rho v^2$$

式中  $v$ —— $P_q$  截面处的烟气流速 (m/s)；

$\rho$ ——烟道内烟气的密度 ( $\text{kg}/\text{m}^3$ )。

由于变压板的作用，烟气流通面积逐渐缩小，烟气流速逐渐变大，而其动压值  $P_d$  按  $v^2$  的关系迅速变大。在全压基本不变的情况下（实际上存在压力损失）， $P_d$  增大，造成  $P_j$  减小，当  $P_d \geq P_q$  时， $P_j \leq 0$ 。此时如果该处支烟道上的排油烟机停止运行，由于支管导风弯头处处于负压状态，不会造成该停机层的倒烟串气。

从实际工程应用情况看，变压式系统支烟道的阻力较大，而且从底层至顶层设置导风弯头，令其阻力逐层变大，使各层排油烟机烟道阻力基本平衡，从而控制风量在一个相差不大的范围内。

该种烟道的屋面风帽在大风天气时会使顶层发生明显的倒灌现象。

#### 5.2.4.2 厨房通风应注意的问题

##### (1) 厨房的补送风

由于住宅外窗气密性的提高，排油烟机的风量不断增大，此时，若没有足够的补风，室内会形成较大的负压，致使窗缝有气流哨声、开门困难、排风量下降和排风机噪声加大。特别对于高层、超高层的住宅楼难以随时开窗通风的情况，宜采取有组织的补送风措施。补风量可取  $180\text{m}^3/\text{h}$ ，即相当于排油烟机“弱”档的风量。补风的方式可在进风竖井或外墙上装设与排油烟机联动的电动进风阀。

##### (2) 排油烟机选择与布置

排油烟机排风量应大于必要通风量即  $250\text{m}^3/\text{h}$ ，风机静压值应能与共用排烟道的阻力相匹配，考虑设备的油污染及老化还应有 15% 的裕量。对于多层住宅来说，ZRF 主支式烟道的总阻力约为  $80\text{Pa}$  左右，变压式烟道为  $60\text{Pa}$  左右，目前市场上的排油烟机均能满足。

而对于高层建筑，则应按共用排烟系统的具体结构情况，经过排烟系统阻力计算后，选配合适的设备。

推荐选用油烟捕集效率高、清洗方便的深型机或机罩上部无排烟管、能省出上部空间整齐安置吊柜的侧排式排油烟机。

灶台及排油烟机应避免布置在易受横向气流干扰而影响效果的门窗附近。灶台应靠近共用烟道，软管安装应有 $\geq 0.01$ 的坡度坡向排油烟机。排油烟机前沿底部与灶具顶部高差不宜大于0.7m。

### (3) 共用排烟道

推荐采用变压式共用排烟道。

共用烟道尽量贴内墙布置，避免紧贴北墙布置，以免在严寒地区出现冬季烟道内水汽凝露结冰，降低使用寿命。而且还可以避免烟道与进出北外墙的上下水管或煤气进户立管发生交叉矛盾，避免烟道出屋面风帽与屋顶檐口、女儿墙或天沟发生矛盾。

燃气热水器、燃气采暖炉的排气管严禁排入排油烟机用的共用烟道内，应设独立的共用烟道。

## 5.2.5 浴厕通风

浴室、洗手间、厕所等用水、产生气味的房间应采用只排不送的第三种通风方式，经由门下部的百叶自然补风。

### (1) 浴室

有外窗的浴室，可开启外窗或设百叶窗自然通风。

无外窗的浴室，必须设置机械排风装置。家用浴室的换气次数为3~5次/h。

### (2) 洗手间

没有外窗的洗手间和更衣室，应设置机械排风。使用热水的洗手间，或者为了排除从浴室渗漏到洗手间的湿气，排风量宜采用5~8次/h换气。

### (3) 厕所

没有外窗的厕所应设机械排风。排风量宜采用8~10次/h换气。最好安装时间继电器，使用厕所后能继续排风一段时间。

## 5.2.6 高层住宅排风

高层住宅的排风通常采用串联排风系统，即每户设排油烟机（厨房）或通风器（浴厕），通过共用排烟道，再由屋顶排风机排至室外。在满足排风量要求的前提下，排风机既要运行可靠又要节能。

### (1) 排风机风量

排风机排风量应考虑采用的排油烟机性能与同时使用系数。目前市场上知名度较高的几款排油烟机的最大排风量都在700~900m<sup>3</sup>/h左右，考虑高层建筑烟道阻力较大、实际使用时排油烟机高档运行的几率较小，设计采用的厨房排风量宜为200~300m<sup>3</sup>/h，卫生间排风量宜为100~150m<sup>3</sup>/h。同时使用系数与建筑层数有关，当无可靠数据来源时可按表5-7推荐的数值采用。

同时排风系数 表 5-7

住宅层数	同时排风系数
6层以下	0.6
7~18层	0.5
19~30层	0.4
31层以上	0.3

## (2) 排风机的控制

常用的排风机控制方式有如下几种。

1) 联动控制。每层的排风设备与屋顶排风机联动，系统中只要有一台排风设备打开，排风机就开启，所有的排风设备全停，排风机才停。室内的排风设备可以用延时开关或红外开关控制。联动控制可以按使用者的需要进行及时的排风，但联动控制往往会造成排风机频繁启停，导致电机过热停机或烧毁。

2) 时间控制。在风机的控制箱上增设时间控制器，在一天的数个设定时间段内实现排风机的自动运行。或者将排风机的运行纳入楼宇自控系统中，利用微机编程对风机进行控制。该方式控制简单，运行可靠，但使用受到限制，有一定的局限性，当排风机不运行时，用户排风的效果很差，甚至不如没有排风的情况。

3) 人工控制。在风机的控制箱上或管理控制室设置手动控制按钮，人工控制风机的开停。

4) 组合控制。上述几种控制方式组合进行控制。

## 5.3 住宅防火及防排烟

住宅防火是一个重要问题，涉及土建、装修、电气、暖通、消防给水等各方面。本节内容仅针对与暖通专业有关的问题。

### 5.3.1 多层住宅

根据《建筑设计防火规范》(GBJ 16—87)，九层及九层以下的住宅为多层住宅。通风专业涉及的防火及防烟排烟问题，主要指住宅中的公共建筑部分，单纯的住宅建筑一般不需暖通专业考虑防火及防排烟问题。

(1) 当住宅建筑中有歌舞厅、录像厅、夜总会、放映厅、卡拉OK厅(含具有卡拉OK功能的餐厅)、游艺厅(含电子游艺厅)、桑拿浴室(除洗浴部分外)网吧等歌舞娱乐放映游艺场所(简称歌舞娱乐游艺场所)时，歌舞娱乐游艺场所若非设置在建筑的首层、二层或三层的靠外墙部位时，应设置防烟排烟设施。对于地下房间、无窗房间或有固定窗扇的地上房间，以及超过20m且无自然排烟的疏散走道或有直接自然通风、但长度超过40m的疏散走道，应设机械排烟设施。

(2) 当住宅建筑的地下室为商店时，应设置防烟、排烟设施。排烟设施的设计应按现行国家标准《人民防空工程设计防火规范》(GB 50098)的规定执行。

(3) 地下商店和设有歌舞娱乐放映游艺场所的地下建筑，当其地下层数为三层及三层以上，以及地下层数为一层或二层且其室内地面与室外出入口地面高差大于10m时，均应设置防烟楼梯间，防烟楼梯间采取加压送风防烟措施。

### 5.3.2 高层住宅

#### (1) 分类

根据《高层民用建筑设计防火规范》(GB 50045—95)规定，高级住宅、十九层及十九层以上的普通住宅为一类高层居住建筑，十层至十八层的普通住宅为二类高层居住建筑，高级住宅指建筑装修标准高和设有空气调节系统的住宅。一般又将九至十一层的住宅称为小高层住宅。

## (2) 疏散楼梯规定

十一层及十一层以下的单元式住宅可不设封闭楼梯间，但开向楼梯间的户门应为乙级防火门，且楼梯间应靠外墙，并应直接天然采光和自然通风，否则应按防烟楼梯间设计。

十二层至十八层的单元式住宅应设封闭楼梯间。

十九层及十九层以上的单元式住宅应设防烟楼梯间。

十一层及十一层以下的通廊式住宅应设封闭楼梯间。

超过十一层的通廊式住宅应设防烟楼梯间。

塔式住宅、十二层及十二层以上的单元式住宅和通廊式住宅应设置消防电梯，消防电梯应设前室。

## (3) 防烟排烟一般规定

高层住宅的防烟设施分为机械加压送风的防烟设施和可开启外窗的自然排烟设施。

高层住宅的排烟设施分为机械排烟设施和可开启外窗的自然排烟设施。

一类高层住宅和建筑高度超过 32m 的二类高层住宅的下列部位应设排烟设施：

- 1) 长度超过 20m 的内走道。
- 2) 经常有人停留或可燃物较多的地下室。

## (4) 自然排烟

建筑高度不超过 100m 的高层居住建筑，靠外墙的防烟楼梯间及其前室、消防电梯间前室和合用前室，宜采用自然排烟方式。

采用自然排烟应符合下列规定：

1) 防烟楼梯间前室、消防电梯间前室可开启外窗面积不应小于  $2.00\text{m}^2$ ，合用前室不应小于  $3.00\text{m}^2$ 。

2) 靠外墙的防烟楼梯间每五层内可开启外窗面积之和不应小于  $2.00\text{m}^2$ 。

3) 排烟窗宜设置在上方，并应有方便开启的装置，即采用能在下部手动开启的排烟窗。

4) 用来作为排烟窗的外窗，宜采用平开窗，不宜采用推拉窗。当外窗为推拉窗时，应按可开启的部分计算面积。

5) 防烟楼梯间前室或合用前室，利用敞开的阳台、凹廊或前室内有不同朝向的可开启外窗自然排烟时，该楼梯间可不设防烟设施。

## (5) 机械防烟

高层住宅下列部位应设置独立的机械加压送风的防烟设施：

- 1) 不具备自然排烟条件的防烟楼梯间、消防电梯间前室或合用前室。
- 2) 采用自然排烟措施的防烟楼梯间，其不具备自然排烟条件的前室。
- 3) 封闭避难层（间）。

高层住宅防烟楼梯间及其前室、合用前室和消防电梯间前室的机械加压送风量应由计算确定。计算方法可采用压差法或流速法，分别介绍如下：

1) 压差法。按保持疏散通道一定的正压值计算加压送风量的方法称为压差法。公式为

$$l = 0.827 \times A \times \Delta P^{1/n \times 1.25} \quad (5-4)$$

式中  $l$ ——加压送风量 ( $\text{m}^3/\text{s}$ )；

0.827——漏风系数;

$A$ ——总有效漏风面积 ( $m^2$ );

$\Delta P$ ——压力差 (Pa);

$n$ ——指数 (一般取 2);

1.25——不严密处附加系数。

2) 流速法。按开启着火层疏散通道时要相对保持该门洞处的风速计算加压送风量的方法称为流速法。公式为:

$$l = F \cdot v \cdot n \quad (5-5)$$

式中  $l$ ——加压送风量 ( $m^3/s$ );

$v$ ——门洞断面风速 ( $m/s$ );

$F$ ——每档开启门的断面积 ( $m^2$ );

$n$ ——同时开启门的数量。

参数的确定。

开启门的数量: 20 层以下  $n$  取 2; 20 层以上,  $n$  取 3。

正压值: 楼梯间,  $P = 40 \sim 50Pa$ ; 前室,  $P = 25 \sim 30Pa$ 。

开启门面积: 按实际。

门洞断面风速:  $v = 0.7 \sim 1.2m/s$ ;

门缝宽度: 疏散门,  $0.002 \sim 0.004m$ ; 电梯门,  $0.005 \sim 0.006m$ 。

高规对一般情况下疏散通道给出了加压送风量的数值, 见表 5-8 ~ 5-11, 当条件符合时可以直接采用。

防烟楼梯间 (前室不送风) 的加压送风量

表 5-8

系统负担层数	加压送风量 ( $m^3/h$ )
< 20 层	25000 ~ 30000
20 ~ 32 层	35000 ~ 40000

防烟楼梯间及其合用前室分别加压送风量

表 5-9

系统负担层数	送风部位	加压送风量 ( $m^3/h$ )
< 20 层	防烟楼梯间	16000 ~ 20000
	合用前室	12000 ~ 16000
20 ~ 32 层	防烟楼梯间	20000 ~ 25000
	合用前室	18000 ~ 22000

消防电梯间前室的加压送风量

表 5-10

系统负担层数	加压送风量 ( $m^3/h$ )
< 20 层	15000 ~ 20000
20 ~ 32 层	22000 ~ 27000



防烟楼梯间采用自然排烟,前室或合用前室  
不具备自然排烟条件时的加压送风量

表 5-11

系统负担层数	加压送风量 (m <sup>3</sup> /h)
< 20 层	22000 ~ 27000
20 ~ 32 层	28000 ~ 32000

注: 1. 表 5-8~5-11 的风量按开启 2.00m × 1.60m 的双扇门确定。当采用单扇门时, 其风量可乘以 0.75 系数计算; 当有两个或两个以上出入口时, 其风量应乘以 1.50~1.75 系数计算。开启门时, 通过门的风速不宜小于 0.70m/s。

2. 风量上下限选取应按层数、风道材料、防火门漏风量等因素综合比较确定。

3. 剪刀楼梯间可合用一个风道, 其风量应按两个楼梯间风量计算, 送风口应分别设置。

4. 层数超过 32 层的高层住宅, 其送风系统及送风量应分段设计。

机械加压送风口的设置, 楼梯间为使送风均匀, 宜每隔二至三层设一个风口, 风口形式采用常开百叶式百叶风口即可; 前室、合用前室应每层设置, 风口形式一般采用专用格栅式风口, 火灾时, 接受消防控制中心 DC24V 电讯号开启, 也可远距离手动开启, 280℃ 重新关闭, 并反馈启闭讯号。

楼梯间或前室正压值的维持, 可在楼梯间与前室的隔墙、前室与走道的隔墙上分别设置余压阀维持。正压值是一个范围, 设计中要注意两组数据的合理搭配, 保持一高一低, 或都取中间值, 而不要都取高值或都取低值。例如, 楼梯间若取 40Pa, 前室或合用前室则取 30Pa; 楼梯间若取 50Pa, 前室或合用前室则取 25Pa。

加压送风机可采用普通的轴流风机或中、低压离心风机, 风机位置应根据供电条件、风量分配均衡、新风入口不受火、烟威胁等因素确定。送风机压头除考虑管路阻力损失外, 还要计入楼梯间正压值要求。

#### (6) 机械排烟

一类高层住宅和建筑高度超过 32m 的二类高层住宅的下列部位, 应设置机械排烟设施:

1) 无直接自然通风, 且长度超过 20m 的内走道或虽有直接自然通风, 但长度超过 60m 的内走道。

2) 除利用窗井等开窗进行自然排烟的房间外, 各房间总面积超过 200m<sup>2</sup> 或一个房间面积超过 50m<sup>2</sup>, 且经常有人停留或可燃物较多的地下室。

设置机械排烟设施的部位, 其排烟风机的风量应符合下列规定:

1) 担负一个防烟分区排烟时, 应按每平方米面积不小于 60m<sup>3</sup>/h 计算, 并且每台风机最小排烟量不应小于 7200m<sup>3</sup>/h。

2) 担负两个或两个以上防烟分区排烟时, 应按最大防烟分区面积每平方米不小于 120m<sup>3</sup>/h 计算。

排烟口设置要求, 排烟口应设在顶棚上或靠近顶棚的墙面上, 且与附近安全出口沿走道方向相邻边缘之间的最小水平距离不应小于 1.5m, 尽量布置在与人流疏散方向相反的位置处。设在顶棚上的排烟口, 与可燃构件或可燃物的距离不应小于 1.00m。排烟口的形式, 设在顶棚上的排烟口一般采用板式排烟口, 设在墙面上的排烟口可采用板式排烟口或格栅式排烟口。排烟口平时关闭, 火灾时接受消防控制室 DC24V 电讯号, 自动开启, 同时输出启闭电讯号。排烟口还应设置远距离手动开启装置。

走道的机械排烟系统宜竖向设置，房间的机械排烟系统宜按防烟分区设置。

排烟风机应保证在 280℃ 时能连续工作 30min，采用普通离心风机或专用排烟轴流风机。机房入口处应设排烟防火阀，280℃ 时自动关闭。

机械排烟系统可与通风、空调系统合用，但一般情况宜分开设置。因为利用空调系统作为火灾排烟用时，为使烟气不通过空调器，并要保证火灾时只有着火处防烟分区的排烟口开启而其他风口都要关闭，只能在空调器处增加旁通管和自动切换阀，使得平时漏风量及阻力增加，通风空调系统原来常开的每个风口增加自动控制阀，使系统的投资及故障率升高。对于高层建筑的地下室，利用通风系统兼作排烟更有利，它不但节约投资，而且对排烟系统的所有部件经常使用可保持良好的工作状态。利用通风系统管道排烟时，应采取可靠的安全措施：

- 1) 系统风量应满足排烟量；
- 2) 烟气不能通过其他设备（如过滤器、加热器等）；
- 3) 排烟口应设有自动防火阀（作用温度 280℃）和遥控或自控切换的排烟阀；
- 4) 加厚钢质风管厚度，风管的保温材料必须用不燃材料。另外，设有排烟系统的地下室，应同时设置补风系统，其进风量不宜小于排烟量的 50%。

## 5.4 家用中央吸尘系统

家用吸尘设备噪声大、效率低、拖着设备打扫每个房间，劳动强度大、储尘袋内易生尘螨，造成二次污染；家用中央吸尘系统运转宁静、效率高、轻松除尘、远离污染源。因此，家用中央吸尘系统成为提高生活质量、提高住宅档次的一个标志，本节将以法国爱迪士公司 AXPIR 中央吸尘系统为例予以简要介绍。

### 5.4.1 系统简介

AXPIR 中央吸尘系统由吸尘主机、管网、吸口及吸尘组件构成。

(1) AXPIR 系列吸尘主机目前共有 family、energy、boosty、compact 四种型号，基本性能参数如表 5-12。

表 5-12

技术参数	标准型主机		舒适型主机	
	family	energy	boosty	compact
电机功率 (W)	1350	1350	2200	2700
吸尘功率 (W)	450	450	550	760
最大吸风量 (m <sup>3</sup> /h)	230	230	360	460
最大负压 (kPa)	24	24	23	24
噪声(3m 处)[dB(A)]	70	63	68	72
储尘袋容积 (L)	30	12	30	30
外形尺寸 (mm)	350 × 350 × 780	350 × 350 × 530	350 × 350 × 780	350 × 350 × 780
电 源	220V	220V	220V (需接地)	220V (需接地)
控制方式	压力控制	压力控制	压力控制	压力控制

(2) 家用中央吸尘系统的管网是由口径  $DN50\text{mm}$  的管道及其配件组成的, 管道采用口径  $DN50\text{mm}$  的标准 PVC 排水管 (公共建筑可采用钢管, 口径最大为  $DN110\text{mm}$ )。

(3) 吸口根据安装形式有墙壁式、地板式和顶棚式, 可以根据住宅的装修风格选择不同颜色。

(4) 吸尘组件根据住户的装修情况可选择标准型或舒适型。一般光滑地面 (地砖、塑料贴面等) 适于采用标准型组件, 铺设地毯的用户宜选用舒适型组件。

#### 5.4.2 系统设计

AXPIR 中央吸尘系统适用于清洁工作由一人完成 (只能有一个吸尘口工作) 的各种新建或改建住房, 一套中央吸尘系统的最大吸尘面积由管道的阻力损失决定。对最不利吸尘插口 (距主机最远的吸尘插口) 的平均吸风量为  $70\text{m}^3/\text{h}$  时, 最不利管路的阻力损失, 对标准型主机不应超过  $27\text{kPa}$ , 对舒适型主机不应超过  $42\text{kPa}$ 。管道阻力损失的计算一般采用厂家提供的经验数值, 每米长直管道的阻力损失为  $30\text{Pa}$ ,  $90^\circ$  弯头的阻力损失为  $90\text{Pa}$ ,  $45^\circ$  弯头的阻力损失为  $45\text{Pa}$ 。

另一种确定一套中央吸尘系统的最大吸尘面积的方法是直接估算最不利管道的长度。同样基于最不利吸尘插口的平均吸风量为  $70\text{m}^3/\text{h}$  时, 最不利管路的长度, 对标准型主机不应超过  $90\text{m}$ , 对舒适型主机不应超过  $140\text{m}$ 。管道总长度按当量长度估算, 采用厂家提供的经验数据, 直管段的当量长度即为其实际管长,  $90^\circ$  弯头的当量长度为  $3\text{m}$ ,  $45^\circ$  弯头的当量长度为  $1.5\text{m}$ 。

方案阶段也可按每  $50\text{m}^2$  需一个吸尘插座, 标准型主机所带的插座数量最多 3 个, 舒适型主机所带的插座数量最多 10 个。

#### 5.4.3 设备布置

##### (1) 主机

主机应当设于整个吸尘管路的最低点, 尽量缩短管道长度, 减少直角弯头及三通管数量。

主机可安装在车库、设备间、厨房等远离生活区域的地方, 尽量减少对生活区域的噪声影响。

安装主机的地方应当防潮、通风以便于冷却电机。如无特殊措施, 禁止将主机置于室外。

一般情况下, 无须将吸尘尾气排放到室外。有时为了避免尾气影响, 可将主机的过滤装置排放管通向室外。

##### (2) 吸尘插座

吸尘插座的位置和数量必须确保吸尘组件能达到居室的各个地方, 同时还要考虑房间的地面高低, 家具、楼梯、隐蔽角落、顶棚、室内摆设等, 插座的最小数量由软管的长度决定, 其长度统一为  $7.5\text{m}$ 。考虑实际使用的舒适、方便, 宜按软管长度  $5\text{m}$  确定吸风口数量。

通常, 吸尘插座安装在墙壁下部, 与电源插座同高。吸尘插座也可嵌在地板上 (穿过楼板)、顶棚上、楼梯的踢脚板上。建议插座均安装在过道内、进口处及进门处。不要忽略车库、平台及修理间等附属房间的清扫。

#### **5.4.4 控制**

爱迪士公司采用了压力波启动技术，使吸尘插座与主机之间没有电线连接，仅仅依靠压力波的变化控制主机的启停。

#### **5.4.5 使用**

- (1) 将吸尘软管插入吸尘插座。
- (2) 选择适当的吸尘刷。
- (3) 轻轻一拉可伸缩的吸尘手柄，主机立即启动。
- (4) 当完成吸尘清扫后，轻轻一推吸尘手柄，主机即停止工作。

# 附录一

## 节能住宅热工计算表格式样

工程号		工程名称:		层数	层高	建筑面积 $A_0$	
围护结构传热量计算数据							
计算项目		$\epsilon_i$	$K_i$ [W/(m <sup>2</sup> ·K)]	$F_i$ (m <sup>2</sup> )	$\epsilon_i \cdot K_i \cdot F_i$	传热系数限值 [W/(m <sup>2</sup> ·K)]	
屋 顶		0.94					
外 墙	南	0.79					
	东、西	0.88					
	北	0.91					
外 窗	有 阳 台	单 层	南	0.69			
			东、西	0.80			
			北	0.86			
	双 层	南	0.60				
		东、西	0.76				
		北	0.84				
	无 阳 台	单 层	南	0.52			
			东、西	0.69			
			北	0.78			
围护结构传热量计算数据							
计算项目		$\epsilon_i$	$K_i$ [W/(m <sup>2</sup> ·K)]	$F_i$ (m <sup>2</sup> )	$\epsilon_i \cdot K_i \cdot F_i$	传热系数限值 [W/(m <sup>2</sup> ·K)]	
外 窗	无 阳 台	双 层	南	0.28			
			东、西	0.60			
			北	0.73			
		南	0.79				
		东、西	0.88				
		北	0.91				
不采暖 楼梯间	隔墙		0.60				
	户门		0.60				
地 板	接触室外空气 地板						
	不采暖地下室 上部地板						
地 面	周边地面						
	非周边地面						
$\sum_{i=1}^m \epsilon_i \cdot K_i \cdot F_i =$							

1. 建筑物体形系数:  
 建筑物的外表面积  $F_0$  (m<sup>2</sup>)  
 建筑物的体积  $V_0$  (m<sup>3</sup>)  
 体形系数:  $F_0/V_0$
2. 单位建筑面积通过围护结构的传热耗热量 (W/m<sup>2</sup>):  

$$q_{M.T} = (16 - T_e) \cdot \sum_{i=1}^m (\epsilon_i \cdot K_i \cdot F_i) / A_0$$
3. 单位建筑面积空气渗透耗热量 (W/m<sup>2</sup>)  
 当楼梯间不采暖时,  $V = 0.6V_0$   

$$q_{M.T} = (16 - t_e) (C_p \cdot \rho \cdot N \cdot V) / A_0$$
  

$$= (16 - t_e) 0.28 \cdot \rho \cdot 0.5 \cdot 0.6V_0 / A_0$$
4. 建筑物耗热量指标 (W/m<sup>2</sup>·K)  

$$q_H = q_{M.T} + q_{M.T} - 3.8$$
5. 采暖耗煤量指标 (kg/m<sup>2</sup>)  

$$q_0 = 24 \cdot Z \cdot q_H / H_0 \cdot \eta_1 \cdot \eta_2$$
  

$$= 24 \cdot Z \cdot q_H / 8140 \times 0.85 \times 0.55$$

注: 1. 当计算屋顶的传热面积时, 如果楼梯间不采暖, 应减去楼梯间的屋顶面积; 计算外墙的传热面积时, 应减去窗户和外门的洞口面积。  
 2. 本表建筑面积 ( $A_0$ ), 围护结构各部分的传热面积 ( $F_i$ ), 建筑物的体形系数 ( $F_0/V_0$ ), 由建筑专业计算, 其余由设备专业计算。

## 附录二

地板采暖地板向房间的有效散热量表 (一)

平均水温 (℃)	计算室温 (℃)	下列供热管道间距 (mm) 条件下的地板散热量 (W/m <sup>2</sup> )							
		300	250	225	200	175	150	125	100
35	15	83	92	97	102	107	112	117	121
	18	70	78	82	86	90	94	98	102
	20	62	68	72	75	79	83	86	90
	22	53	59	62	65	66	71	74	77
	24	45	49	52	54	57	60	62	65
40	15	105	116	122	128	135	141	147	153
	18	92	102	107	112	118	123	129	134
	20	83	92	97	102	107	112	117	121
	22	75	82	87	91	95	100	104	109
	24	66	73	76	80	84	88	92	95
45	15	127	140	148	155	163	171	178	186
	18	114	126	134	139	146	153	160	166
	20	105	116	122	128	135	141	147	153
	22	96	106	112	117	123	129	135	140
	24	87	96	101	107	111	117	122	128
50	15	149	165	173	182	191	200	209	218
	18	136	150	158	166	174	182	191	199
	20	127	140	148	155	163	171	178	186
	22	118	130	137	144	151	159	166	173
	24	109	121	126	133	140	147	153	160
55	15	171	189	199	209	220	230	241	251
	18	158	174	184	193	203	212	222	231
	20	149	165	173	182	191	200	209	218
	22	140	155	163	171	180	188	197	205
	24	131	145	152	160	168	176	184	192

注：本表适用于低温热水地板辐射采暖系统，当地面层为水泥、陶瓷砖、水磨石或石料 [地面层热阻  $R = 0.02$  ( $\text{m}^2 \cdot \text{K}) / \text{W}$ ]、塑料管材公称外径为 20mm (内径 16mm) 时，地板向房间的有效散热量。

地板采暖地板向房间的有效散热量表 (二)

平均水温 (℃)	计算室温 (℃)	下列供热管道间距 (mm) 条件下的地板散热量 (W/m <sup>2</sup> )							
		300	250	225	200	175	150	125	100
35	15	66	72	75	78	81	84	87	90
	18	56	61	64	66	69	71	74	76
	20	49	54	56	58	60	63	65	67
	22	42	46	48	50	52	54	56	58
	24	36	39	40	42	44	45	47	48
40	15	83	91	94	98	102	106	110	113
	18	73	80	83	86	90	93	96	99
	20	66	72	75	78	81	84	87	90
	22	59	65	67	70	73	75	78	81
	24	52	57	59	62	64	67	69	71
45	15	100	109	114	119	123	128	132	137
	18	90	98	102	106	111	115	119	123
	20	83	91	94	98	102	106	110	113
	22	76	83	87	90	94	97	101	104
	24	69	75	79	82	85	88	91	94
50	15	118	128	134	139	145	150	155	160
	18	107	117	122	127	132	137	142	146
	20	100	109	114	119	123	128	132	137
	22	93	102	106	110	115	119	123	127
	24	86	94	98	102	106	110	114	118
55	15	135	147	153	160	166	172	178	184
	18	125	136	141	147	153	159	164	170
	20	118	128	134	139	145	150	155	160
	22	111	120	126	131	136	141	146	151
	24	103	113	118	122	127	132	137	141

注：本表适用于低温热水地板辐射采暖系统，当地面层为塑料类材料 [地面层热阻  $R = 0.075 \text{ (m}^2 \cdot \text{K) / W}$ ]、塑料管材公称外径为 20mm (内径 16mm) 时，地板向房间的有效散热量。

地板采暖地板向房间的有效散热量表 (三)

平均水温 (°C)	计算室温 (°C)	下列供热管道间距 (mm) 条件下的地板散热量 (W/m <sup>2</sup> )							
		300	250	225	200	175	150	125	100
35	15	61	66	68	71	73	76	78	80
	18	51	56	58	60	62	64	66	68
	20	45	49	51	53	55	56	58	60
	22	39	42	44	45	47	49	50	52
	24	35	35	35	37	38	40	42	43
40	15	76	83	86	89	92	95	98	101
	18	67	72	75	78	81	84	86	89
	20	61	66	68	71	73	76	78	80
	22	54	59	61	63	66	68	70	72
	24	48	52	54	56	58	60	62	64
45	15	92	99	103	107	111	115	119	122
	18	82	89	93	96	100	103	106	110
	20	76	83	86	89	92	95	98	101
	22	70	76	79	82	84	87	90	93
	24	63	69	71	74	77	79	82	84
50	15	108	116	121	126	130	135	139	143
	18	98	106	110	115	119	123	127	131
	20	92	99	103	107	111	115	119	122
	22	85	93	96	100	103	107	110	114
	24	79	86	89	92	96	99	102	105
55	15	123	134	139	144	149	155	160	164
	18	114	123	128	133	138	143	147	152
	20	108	116	121	126	130	135	139	143
	22	101	109	114	118	122	127	131	135
	24	95	103	107	111	115	119	123	126

注：本表适用于低温热水地板辐射采暖系统，当地面层为木地板 [地面层热阻  $R = 0.1 \text{ (m}^2 \cdot \text{K) / W}$ ]、塑料管材公称外径为 20mm (内径 16mm) 时，地板向房间的有效散热量。



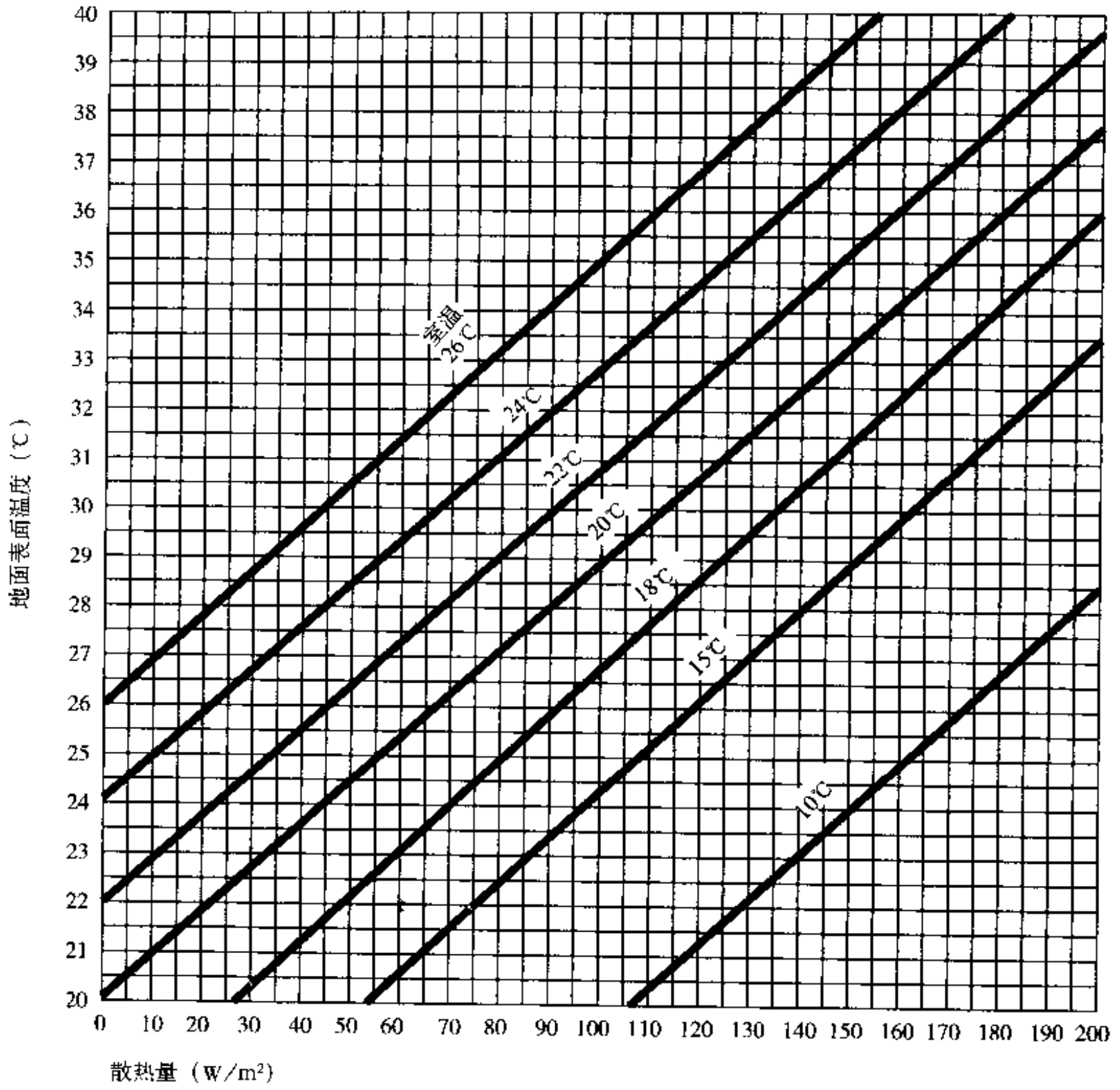
地板采暖地板向房间的有效散热量表 (四)

平均水温 (℃)	计算室温 (℃)	下列供热管道间距 (mm) 条件下的地板散热量 (W/m <sup>2</sup> )							
		300	250	225	200	175	150	125	100
35	15	52	56	58	60	61	63	65	67
	18	44	47	49	51	52	54	55	56
	20	39	42	43	44	46	47	48	50
	22	35	36	37	38	40	41	42	43
	24	35	35	35	35	35	35	35	36
40	15	65	70	72	75	77	79	82	84
	18	57	61	64	66	68	70	72	73
	20	52	56	58	60	61	63	65	67
	22	47	50	52	53	55	57	58	60
	24	41	44	46	47	49	50	52	53
45	15	79	84	87	90	93	96	98	101
	18	71	76	78	81	83	86	88	91
	20	65	70	72	75	77	79	82	84
	22	60	64	66	69	71	73	75	77
	24	54	58	60	62	64	66	68	70
50	15	92	99	102	105	109	112	115	118
	18	84	90	93	96	99	102	105	108
	20	79	84	87	90	93	96	98	101
	22	73	78	81	84	87	89	92	94
	24	68	73	75	78	80	83	85	87
55	15	105	113	117	121	125	128	132	135
	18	97	104	108	112	115	119	122	125
	20	92	99	102	105	109	112	115	118
	22	86	93	96	99	102	105	108	111
	24	81	87	90	93	96	99	102	104

注：本表适用于低温热水地板辐射采暖系统，当地面层以上铺地毯 [地面层热阻  $R = 0.15 \text{ (m}^2 \cdot \text{K) / W}$ ]、塑料管材公称外径为 20mm (内径 16mm) 时，地板向房间的有效散热量。

# 附录三

## 地板采暖散热量线算图



## 附录四

塑料管水力计算表

流 量	计算内径/计算外径 (mm)					
	12/16		16/20		20/25	
L/h	m/s	Pa/m	m/s	Pa/m	m/s	Pa/m
90	0.22	91.04				
108	0.27	125.76				
126	0.31	165.30				
144	0.35	209.44	0.20	53.07		
162	0.40	258.20	0.22	65.33		
180	0.44	311.17	0.25	78.77		
198	0.49	368.56	0.27	93.29		
216	0.53	430.07	0.30	108.89		
236	0.57	495.70	0.32	125.57		
252	0.62	565.35	0.35	143.13	0.22	46.70
270	0.66	638.93	0.37	161.77	0.24	55.62
288	0.71	716.42	0.40	181.39	0.25	62.39
306	0.75	797.75	0.42	201.99	0.27	69.55
324	0.80	882.90	0.45	223.57	0.29	77.01
342	0.84	971.78	0.47	246.13	0.30	84.86
360	0.88	1069.3	0.50	269.58	0.31	92.80
396	0.97	1255.7	0.55	319.21	0.35	109.97
432	1.06	1471.5	0.60	372.49	0.39	128.31
468	1.15	1697.1	0.65	429.28	0.41	147.93
504	1.24	1932.6	0.70	489.62	0.45	168.63

注：1. 本表按《建筑给水排水设计手册》经整理和简化所得，计算水温条件为10℃。

2. 计算阻力的水温修正系数

计算水温 (℃)	10	20	30	40	50	60	70
阻力修正系数	1.00	0.96	0.91	0.88	0.84	0.81	0.80

3. 当壁厚与上表不符时，应计算实际壁厚条件下的内径，并计算下列比值：

$$K = \frac{\text{水力计算表的计算内径}}{\text{实际壁厚条件下的内径}}$$

$$\text{实际流速} = \text{水力计算表的流速} \times K^2$$

$$\text{实际阻力} = \text{水力计算表的阻力} \times K^{4.74}$$

# 附录五

空调水系统水力计算表

公称管径(mm)	流速(m/s)	动压(Pa)	外径 × 壁厚(mm)	上行:水量 m <sup>3</sup> /h 下行:比摩阻 Pa/m																
				0.40	0.60	0.80	1.00	1.20	1.40	1.60	1.80	2.00	2.20	2.40	2.60	2.80	3.00			
15	21.3 × 2.75	81.6	0.25 495.3	183.5	326.3	509.9	734.2	999.3	1305.2	1651.9	2039.4	2467.7	2936.8	3446.6	3997.3	4588.7				
20	26.8 × 2.75		0.46 328.1	0.70 683.0																
25	33.5 × 3.25		0.76 237.1	1.15 493.5																
32	42.3 × 3.25		1.37 162.6	2.05 338.5	2.73 573.6	3.41 867.2														
40	48.0 × 3.50		1.81 135.4	2.71 281.9	3.62 477.7	4.52 722.2														
50	57.0 × 3.50		3.06 96.3	4.59 200.4	6.12 339.6	7.65 513.5														
70	73.0 × 3.75		5.08 69.3	7.62 144.2	10.15 244.3	12.69 369.4	15.23 517.4	17.77 704.3												
80	89.0 × 4.00		7.15 55.4	10.72 115.4	14.30 195.6	17.87 295.7	21.44 414.3	25.02 563.8												
100	108.0 × 4.00		12.47 38.6	18.70 80.4	24.94 136.2	31.17 206.0	37.41 288.5	43.64 392.7												

	流速(m/s)	0.40	0.60	0.80	1.00	1.20	1.40	1.60	1.80	2.00	2.20	2.40	2.60	2.80	3.00
	动压(Pa)	81.6	183.5	326.3	509.9	734.2	999.3	1305.2	1651.9	2039.4	2467.7	2936.8	3446.6	3997.3	4588.7
	公称管径(mm)   外径×壁厚(mm)														
125	133.0×4.00			35.34	44.18	53.01	61.85	70.69	79.52	88.36					
				108.6	164.2	230.0	313.1	408.9	517.5	638.9					
150	159.0×4.50			48.88	61.10	73.32	85.54	97.76	109.98	122.20					
				88.0	133.0	186.3	253.6	331.2	419.2	517.5					
200	219.0×6.00			88.68	110.85	133.02	155.19	177.36	199.52	221.69	243.86	266.03			
				59.7	90.3	126.5	172.2	224.9	284.6	351.4	425.2	506.0			
225	245.0×6.50			113.50	141.87	170.24	198.62	226.99	255.37	283.74	312.11	340.49	368.86		
				50.9	76.9	107.8	146.7	191.6	242.4	299.3	362.2	431.0	505.8		
250	273.0×6.50				179.55	215.46	251.38	287.29	323.20	359.11	395.02	430.93	466.84		
					66.0	92.5	125.8	164.4	208.0	256.8	310.7	369.8	434.0		
275	299.0×8.00				218.52	262.22	305.92	349.63	393.33	437.03	480.73	524.44	568.14	611.84	655.55
					58.1	81.4	110.8	144.7	183.1	226.0	273.5	325.5	382.0	443.0	508.6
300	325.0×8.00					315.63	368.23	420.84	473.44	526.05	578.65	631.25	683.86	736.46	789.07
						72.1	98.2	128.2	162.3	200.4	242.5	288.5	338.6	392.7	450.9
325	351.0×9.00					371.73	433.69	495.64	557.60	619.55	681.51	743.47	805.42	867.38	929.33
						64.9	88.3	115.3	145.9	180.2	218.0	259.4	304.5	353.1	405.4
350	377.0×9.00							576.57	648.64	720.71	792.78	864.85	936.92	1008.99	1081.06
								104.5	132.3	163.3	197.6	235.1	276.0	320.1	367.4
400	426.0×9.00							753.07	847.20	941.33	1035.47	1129.6	1223.73	1317.87	1412.00
								87.9	111.2	137.3	166.1	197.7	232.0	269.1	308.9
500	500.0×10.00							1130.98	1272.35	1413.72	1555.09	1696.46	1887.84	1979.21	2120.58
								67.4	85.4	105.4	127.5	151.8	178.1	206.6	237.1

## 参 考 文 献

- 1 钱以明编著. 高层建筑空调与节能. 上海: 同济大学出版社, 1990
- 2 建设部建筑设计院编著. 顾兴莹主编. 民用建筑暖通空调设计技术措施 (第二版). 北京: 中国建筑工业出版社, 1996
- 3 陆耀庆主编. 实用供热空调设计手册. 北京: 中国建筑工业出版社, 1995
- 4 电子工业部第十设计研究院主编. 空气调节设计手册. 北京: 中国建筑工业出版社, 1995
- 5 杨善勤编著. 民用建筑节能设计手册. 北京: 中国建筑工业出版社, 1997
- 6 徐伟, 周瑜主编. 供暖系统温控与热计量技术. 北京: 中国建筑工业出版社, 2000
- 7 董重成. 实现按户热表计量的室内采暖系统制式的探讨. 1998 全国暖通空调制冷学术年会论文集
- 8 于晓明, 李向东, 冯晓梅. 新建集中供暖住宅分户热计量系统设计与施工技术要点. 暖通空调, 2002 (5)
- 9 李向东, 刘洪翠, 牟灵泉. 住宅分户计量供暖系统设计. 中国城镇供热协会技术委员会, 中国工程建设标准化协会城市供热工程委员会“供热分户控制及计量技术专题研讨会”论文集
- 10 黄希瑞, 李向东等. 住宅空调的特点及系统选择探讨. 山东建材工业学院学报, 2001 (2)
- 11 刘洪翠, 李向东等. 现代住宅暖通空调设计的几个问题. 山东建材工业学院学报, 2001 (5)
- 12 上宗华, 李向东等. 低温电热辐射供暖在住宅中的应用探讨. 制冷空调与电力机械, 第 23 卷 (1)
- 13 牟灵泉, 李向东等. 住宅按户计热与控制问题探讨. 全国暖通空调制冷 2002 年学术年会论文集
- 14 刘宗源. 风机盘管机组的合理选用. 暖通空调, 1996 (3)
- 15 史钟璋. 风机盘管空调系统新风处理终参数选择方法的可行性分析. 暖通空调, 1996 (3)
- 16 郎四维. 水环路热泵空调系统的特点和设计方法. 暖通空调, 1996 (6)
- 17 叶瑞芳. 水环热泵中央空调系统在某工程中的应用. 暖通空调, 1997 (6)
- 18 美国特灵公司. 水源热泵空调系统设计手册
- 19 蒋能照主编. 空调用热泵技术及应用. 北京: 机械工业出版社, 1997
- 20 于晓明, 李向东等. 超级 VRV 变频控制空调系统设计探讨. 全国暖通空调制冷 1998 年学术年会资料集
- 21 大金工业株式会社技术资料. VRV 系统 - 变频控制 K 系列
- 22 大金工业株式会社技术资料. VRV 系统 - 热泵、单冷、热回收超级 VRV+ 系列
- 23 大金工业株式会社技术资料. 家用 VRV, 超级家用多联空调机, 单冷型/冷暖型
- 24 李向东, 于慧, 牟灵泉. 户式集中空调变风量系统设计探讨. 暖通空调, 2002 (6)
- 25 徐柱天. 日本住宅的通风设计. 暖通空调, 1996 (2)
- 26 徐文华. 关于住宅厨房排烟问题. 全国暖通空调制冷 1996 年学术年会论文集

责任编辑 姚荣华 齐庆梅

封面设计 谭克

ISBN 7-112-05968-2



9 787112 059683 >

(11607) 定价:18.00元

